EENIGE OVERWEGINGEN BIJ HET ONTWERPEN DER MACHINES VOOR DE „NIEUW AMSTERDAM"

VOORDRACHT, GEHOUDEN VOOR DE AFDEELINGEN ROTTERDAM EN AMSTERDAM VAN DE
VEREENIGING VAN TECHNICI OP SCHEEPVAARTGEBIED

DOOR

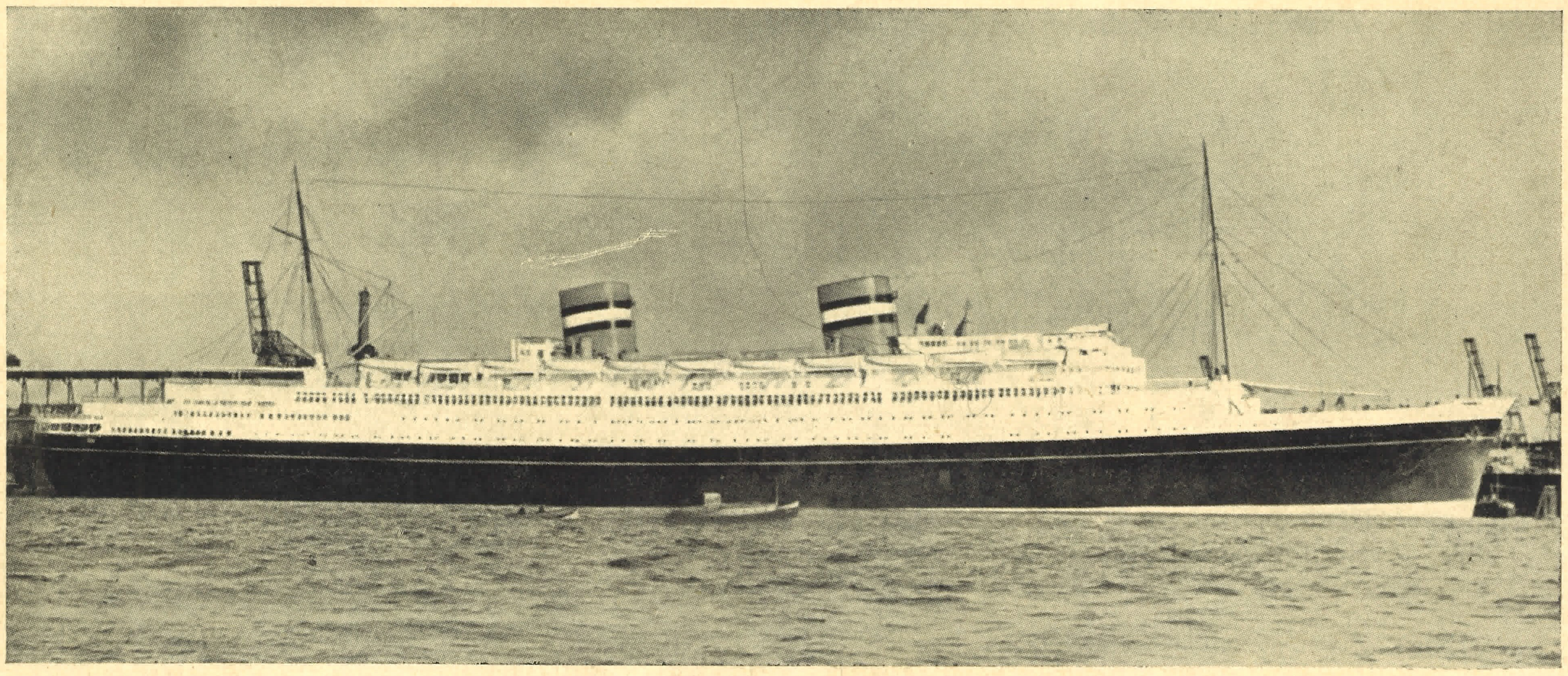
Ir. H. W. VAN TIJEN
HOOFDINGENIEUR BIJ DE KONINKLIJKE MAATSCHAPPIJ „DE SCHELDE"

DE KETEL- EN MACHINE-INSTALLATIE VAN DE „NIEUW AMSTERDAM"

VOORDRACHT, GEHOUDEN VOOR DE AFDEELINGEN ROTTERDAM EN AMSTERDAM VAN DE
VEREENIGING VAN TECHNICI OP SCHEEPVAARTGEBIED

DOOR

Ir. C. KAPSENBERG
CHEF VAN HET CONSTRUCTIEBUREAU VAN DE KONINKLIJKE MAATSCHAPPIJ „DE SCHELDE"



D.S.S. **„NIEUW AMSTERDAM"** VAN DE HOLLAND-AMERIKA LIJN
TWEE **SCHELDE-PARSONS TURBINES**, TOTAAL VERMOGEN 34.000 AS. P.K.
ZES **SCHELDE-YARROW KETELS** 38 KG. PER cM², 400° C
DRIE **SCHELDE-PARSONS TURBOGENERATOREN**, ELK 1000 K.W.

Overdruk uit „Schip en Werf" van 4 Maart 1938, No. 5
Uitgave N. V. Drukkerij M. Wyt & Zonen, Rotterdam

EENIGE OVERWEGINGEN BIJ HET ONTWERPEN DER MACHINES VOOR DE „NIEUW AMSTERDAM"

DOOR

Ir. H. W. VAN TIJEN

Hoofdingenieur bij de Koninklijke Maatschappij „De Schelde"

VOORDRACHT, GEHOUDEN VOOR DE AFDEELINGEN ROTTERDAM EN AMSTERDAM
VAN DE VEREENIGING VAN TECHNICI OP SCHEEPVAARTGEBIED, RESPECTIEVELIJK OP 26 JANUARI EN 18 FEBRUARI 1938

Het onderwerp, dat ons zal bezig houden, is de machine-installatie van de *Nieuw Amsterdam,* het a.s. vlaggeschip van de Holland-Amerika Lijn, tevens het grootste en krachtigste schip van de Nederlandsche koopvaardijvloot.

Het zal u bekend zijn, dat de bouw van dit schip werd aangevangen in het laatst van 1935, in het diepste punt van depressie en werkloosheid, en dat onze regeering hulp heeft verleend bij de financiering dezer belangrijke onderneming. De scheepsromp werd op stapel gezet op een van de hellingen van de Rotterdamsche Droogdok Maatschappij; ten einde echter de met dezen bouw verbonden werkverruiming eenigszins gelijkmatig te verdeelen, werden meerdere werven en machinefabrieken daarbij betrokken. Van deze betrokkenen wil ik hier noemen: voor het scheepswerk: de Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Piet Smit Jr. en Wilton-Fijenoord; voor de ketels, turbines en turbo-generatoren: de Kon. Mij. „De Schelde"; voor de tandwieloverbrengingen, de asleidingen en de hulpdieselmotoren: Werkspoor; voor de dynamo's: de Electrotechnische Industrie; voor de electrische installatie: Rietschoten & Houwens. Deze opsomming is geenszins volledig, en het zou een lange lijst worden, wilde men alle ondernemingen vermelden, die aan dit schip hebben medegewerkt. De onderlinge samenwerking is steeds doeltreffend geweest, niet het minst dank zij een goed georganiseerd bouwbureau onder leiding van de directies der het meest bij den bouw betrokken fabrieken.

Bij de hierboven geschetste verdeeling van het werk, werd aan de Kon. Mij. „De Schelde" tevens opgedragen het ontwerpen en teekenen van de voortstuwingsinstallatie in al haar details. Wij werden bij dit werk gesteund door de heeren S. van West, chef van den technischen dienst der Holland-Amerika-Lijn, Dr. ir. W. M. Meyer, voorheen chef van dezen dienst en thans technisch adviseur der reederij, alsmede door de heeren B. Theil en J. F. Hamann, resp. inspecteur der Holland-Amerika Lijn en toekomstig chef der machinekamer van het nieuwe schip, die beiden door hun langjarige ervaring van den machinedienst der Holland-Amerika Lijn tal van waardevolle aanwijzingen konden verstrekken. Het spreekt ten slotte vanzelf, dat ook de licensgevers Parsons, Yarrow en Weir in sterke mate aan het ontwerp hebben medegewerkt.

Het is onze bedoeling u een indruk te geven van de voortstuwingsinstallatie van de *Nieuw Amsterdam,* zooals die door deze samenwerking is tot stand gekomen, doch het scheen mij gewenscht u vooraf in kennis te brengen met eenige overwegingen, die haar definitieven vorm hebben beïnvloed. Ik wil daarbij haar hoofdpunten vergelijken met die van de machine-installaties van andere transatlantische passagiersschepen, waarmede ons nieuwe schip zal hebben samen te werken of te wedijveren. Om deze vergelijking te verduidelijken, en tevens om u het aanhooren van een groot aantal cijfers te besparen, heb ik in tabelvorm verzameld de hoofdgegevens van een 30-tal transatlantische passagiersschepen en daarbij tevens getracht deze tabel zoodanig in te richten, dat zij een overzicht geeft van de technische ontwikkeling sedert het einde van den oorlog. Ik zal dan in het volgende meermalen naar deze tabel kunnen verwijzen.

Zooals u zult zien heb ik mij daarbij niet strikt willen beperken tot schepen voor het verkeer met Noord-Amerika, doch ook zulke van andere diensten opgenomen, waar deze mij in technisch opzicht voor de vergelijking van belang toeschenen. Van de in de lijst verwerkte gegevens worden enkele hier voor de eerste maal bekend gemaakt, voor het allergrootste gedeelte zijn zij echter ontleend aan de technische vakbladen en de verantwoording er voor blijft voor rekening van de bronnen, waaruit zij zijn geput. Voor hen, die zich voor de schepen als zoodanig interesseeren, heb ik de hoofdverhoudingen vermeld. Bij het beoordeelen der proeftocht-gegevens dient in het oog gehouden te worden, dat bij proeftochten diepgang en deplacement zelden overeenkomen met die, waarvoor de schepen maximaal zijn ontworpen.

De *Nieuw Amsterdam* is bestemd voor den dienst van de Europeesche kanaalhavens op New-York. Deze route is reeds meer dan een halve eeuw de belangrijkste van het wereldscheepvaartverkeer, en meerdere groote naties strijden er om

den voorrang. Deze strijd wordt in de allereerste plaats gevoerd met reusachtige snelstoomers, die elkander de begeerde snelheidstrophee, het „blauwe lint", afhandig trachten te maken; het zijn top-prestaties, waarmede de betrokken volken hun technisch kunnen en hun economische macht tot uiting brengen. De *Nieuw Amsterdam* zal niet tot deze klasse behooren, doch voor een goed begrip harer positie heb ik de gegevens van enkele hedendaagsche snelstoomers en van hun recordreizen in de tabel willen vermelden. En hoewel vóór den oorlog gebouwd en in 1935 gesloopt, heb ik niet kunnen nalaten daarbij ook de *Mauretania* op te nemen, het onvergetelijke schip, dat 20 jaar lang het „blauwe lint" mocht voeren en dat in 1929, in een uiterste doch vruchtelooze poging om het van de *Bremen* te herwinnen, nochthans zijn eigen snelheidsrecord van 1909 met 1¼ knots wist te verbeteren. Men hoort wel van dezen strijd om het „blauwe lint" spreken als van een economisch niet te verantwoorden dwaasheid. Zeker

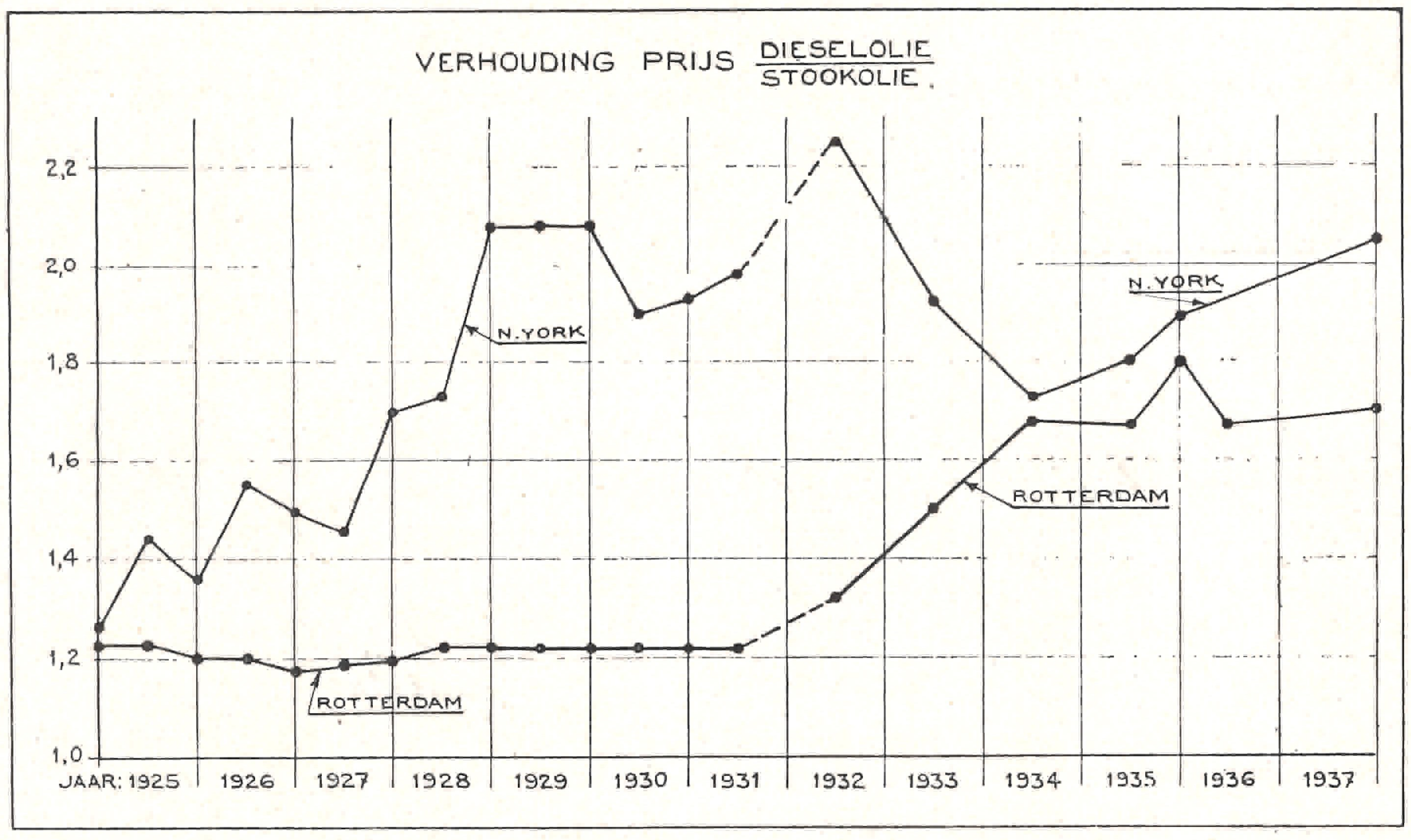


Fig. 1

is het echter, dat de recordschepen altijd de meeste goedbetalende reizigers hebben getrokken: de *Bremen* en de *Europa* bv. vervoerden in hun eerste bedrijfsjaar samen niet minder dan 100.000 passagiers.

De *Nieuw Amsterdam* zal behooren tot een klasse van schepen, die hun clientèle zoeken onder de iets minder haastig gebakerde, doch op uiterst comfort gestelde reizigers. Voor haar hoofdafmetingen wil ik verwijzen naar de tabel (No. 18); zij verschillen niet belangrijk van die van het vorige mailschip der Holland-Amerika Lijn, de *Statendam* (No. 12), doch vertoonen den invloed van de behoefte aan een nog uitgebreider comfort voor de passagiers en een 2½ mijl hoogere dienstsnelheid. In beide opzichten zal het nieuwe schip zeker een zeer goed figuur maken tusschen de talrijke soortgelijke schepen, voor enkele waarvan in de tabel de hoofdgegevens zijn te vinden.

Toen in den zomer van 1935 de toekomstige werkverdeeling voor den bouw vastere vormen begon aan te nemen, en daarmede de Kon. Mij. „De Schelde" bij de onderhandelingen werd betrokken, stond het reeds vast, dat de voortstuwing zou geschieden door dubbelschroef-stoomturbines met tandwieloverbrengingen en waterpijpketels, met een normaal hoogste vermogen van 34.000 apk. Een voorloopig machinebestek was reeds samengesteld door den technischen dienst van de Holland-Amerika Lijn en haar adviseur. Hoewel nadien uitsluitend op dit gegeven is verder gewerkt, zullen in verband hiermede bij u wellicht enkele vragen opkomen, die ik bij voorbaat wil trachten te beantwoorden.

De eerste vraag is zeker deze: waarom wordt dit nieuwe schip, dat toch 20 jaar en langer zoo „modern" mogelijk zal moeten blijven, geen motorschip? Gezien de snelle ontwikkeling van de Dieselvoortstuwing, o. m. ook op onze eigen Indische lijnen, is deze vraag zeker niet zonder grond. Toch zou een Dieselinstallatie van het hier vereischte vermogen van 34.000 apk, althans in 1935, een experimenteel karakter gehad hebben, want er waren tot dat jaar, zooals ook uit onze tabel blijkt, geen motorschepen met een grooter dienstvermogen dan 20.000 pk op twee assen uitgevoerd. Wel hebben sindsdien de nieuwe motoren van de Italiaansche schepen *Saturnia* (No. 25a) en *„Vulcania"* op de proeftochten 36.000 apk ontwikkeld, doch het is de vraag welk percentage van dit cijfer kan gelden als de normale belasting, zooals die overeenkomstig de dienstcondities bij de Holland-Amerika Lijn moet worden opgevat. En experimenteeren op zulk een schaal lag zeker niet op den weg van genoemde maatschappij.

Maar er zijn meer factoren, die in aanmerking dienen te worden genomen. Dieselmotoren, althans indien direct met de schroefassen gekoppeld, vragen een veel grootere bouwhoogte dan turbines en bij moderne passagiersschepen is ruimte, ook op de lagere dekken, van groote waarde. Dan is er het vraagstuk van trillingen en van machinegeraas. Trillingen worden bestreden door middel van steeds verder verfijnde balanceeringsmethoden, en het vraagstuk der geluidsbestrijding op motorschepen heeft den laatsten tijd steeds meer de volle aandacht. Doch de Noord-Atlantische reizigers zijn in dit opzicht zeer verwend. Zoo heeft bv. de Comp. Gén. Transatlantique in 1921 voor haar *Paris* (45.000 pk) en opnieuw in 1927 voor haar prachtige *Ile de France* (65.000 pk) vastgehouden aan het direct gekoppelde turbinesysteem van vóór den oorlog, om zelfs ook het geluid der tandwielen te ontgaan. En op het motorschip *Lafayette* (No. 28), van 1930, liet dezelfde maatschappij in 1932 weer een turbineschip, de *Champlain* (No. 14), volgen.

Wilde derhalve het toepassen van Dieselmotoren ernstige overweging verdienen, dan zou daarmede zeker een groote besparing aan brandstofkosten gepaard moeten zijn gegaan. En in dit opzicht zijn juist op den Noord-Atlantischen dienst de verhoudingen tegenwoordig verre van gunstig. De voor stook- en Dieselolie werkelijk betaalde prijzen worden door de reeders niet gaarne medegedeeld, schijnen integendeel als een soort „beroepsgeheim" te worden beschouwd. Minder dan deze werkelijke prijzen interesseert ons echter voor onze beschouwingen hun verhouding, en daaromtrent geven de gepubliceerde marktprijzen wel een voldoende inzicht. Ik heb deze verhouding voor de periode 1925-1931 voor Rotterdam en New-York in een grafiek (fig. 1) door punten aangeduid en deze punten door lijnen verbonden. Na 1931 vond ik geen noteeringen der oliemaatschappijen meer, doch enkele, mij van reederszijde verstrekte cijfers maakten het mij mogelijk de lijnen tot het huidige tijdstip door te trekken. Uit de aldus ontstane figuur blijkt, dat de prijsverhouding Dieselolie-stookolie aanvankelijk voor beide bunkerhavens circa 1,25 is geweest, doch zich sindsdien, eerst voor New-York, doch later ook voor Rotterdam, sterk ten ongunste der Dieselolie heeft gewijzigd. Voor de Oost-Aziatische havens is de bedoelde verhouding ook thans nog gunstig, terwijl voor de lange reizen

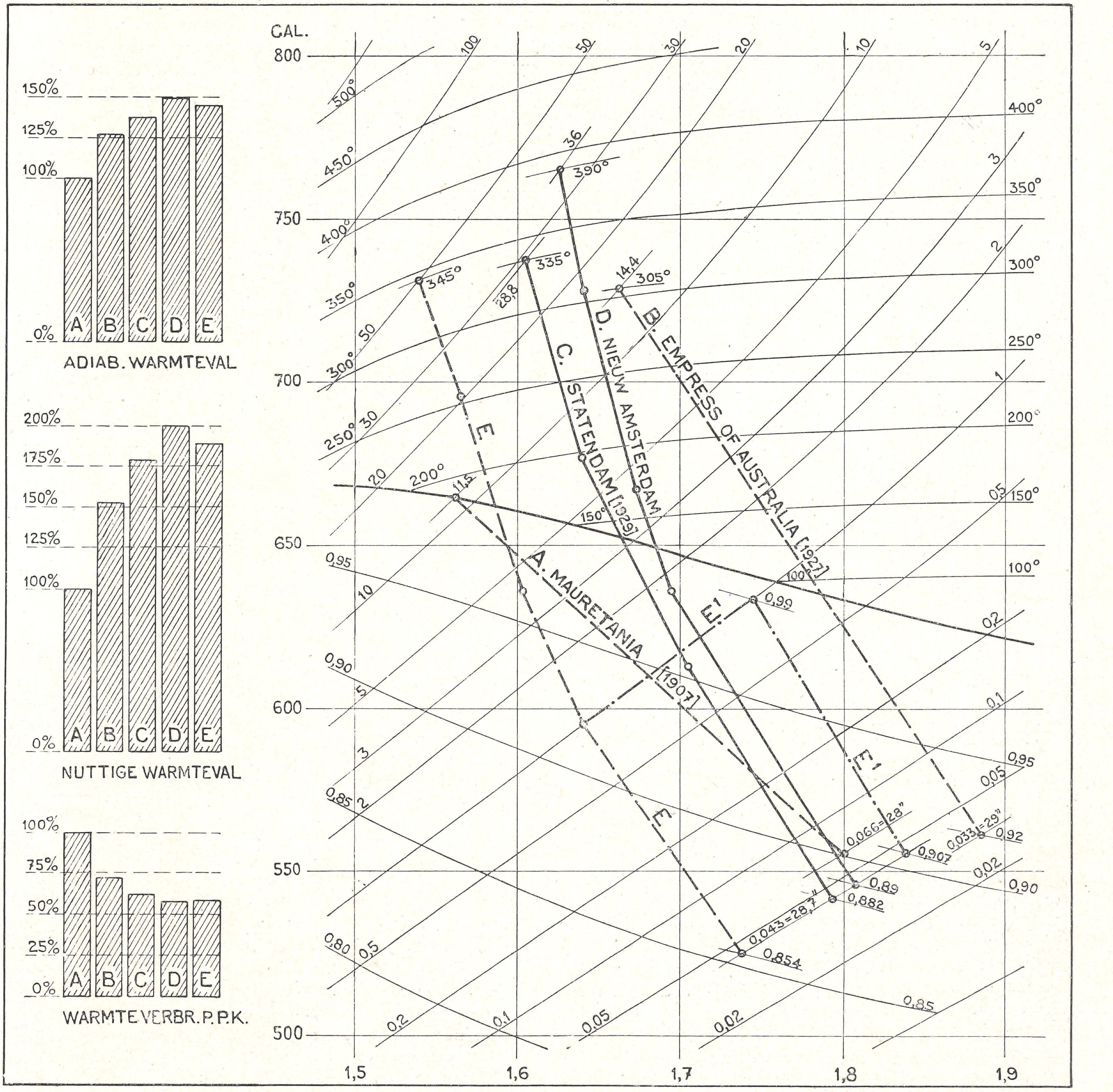


Fig. 2

daarheen het verschil in te bunkeren gewicht een belangrijker rol speelt dan voor het zooveel kortere Noord-Atlantische traject. Het bouwen van motorschepen, bv. voor onze Indische lijnen, is dus alleszins gegrond. Voor het hier beschouwde Noord-Atlantische schip echter zou in 1935 de Dieselolieprijs circa 75 % hooger zijn geweest dan de stookolieprijs. Rekenende met 170 gr. per epk voor de hoofddiesels en 250 gr. per kWh voor de Dieselgeneratoren, zou de *Nieuw Amsterdam* als motorschip 6300 kg Dieselolie per uur verbruiken. Tevens zou, buiten hetgeen met afgasketels zou kunnen worden geproduceerd, nog 500 kg stookolie per uur moeten worden bijgestookt, om den voor den hoteldienst benoodigden stoom te leveren. Daarmede zouden de brandstofkosten rond 20 % hooger zijn dan berekend voor de stoominstallatie, als thans ontworpen. Het verschil in smeeroliekosten is hier nog buiten beschouwing gelaten.

De tweede vraag, die hier zou kunnen worden gesteld, is: ware voor dit schip electrische overbrenging niet aangewezen geweest? Het denkbeeld van een volledige electrische centrale aan boord, stroom leverende aan electromotoren op de schroefassen, heeft zeker veel aantrekkelijks, niet het minst voor landen, waar de belangen van een groote electrotechnische

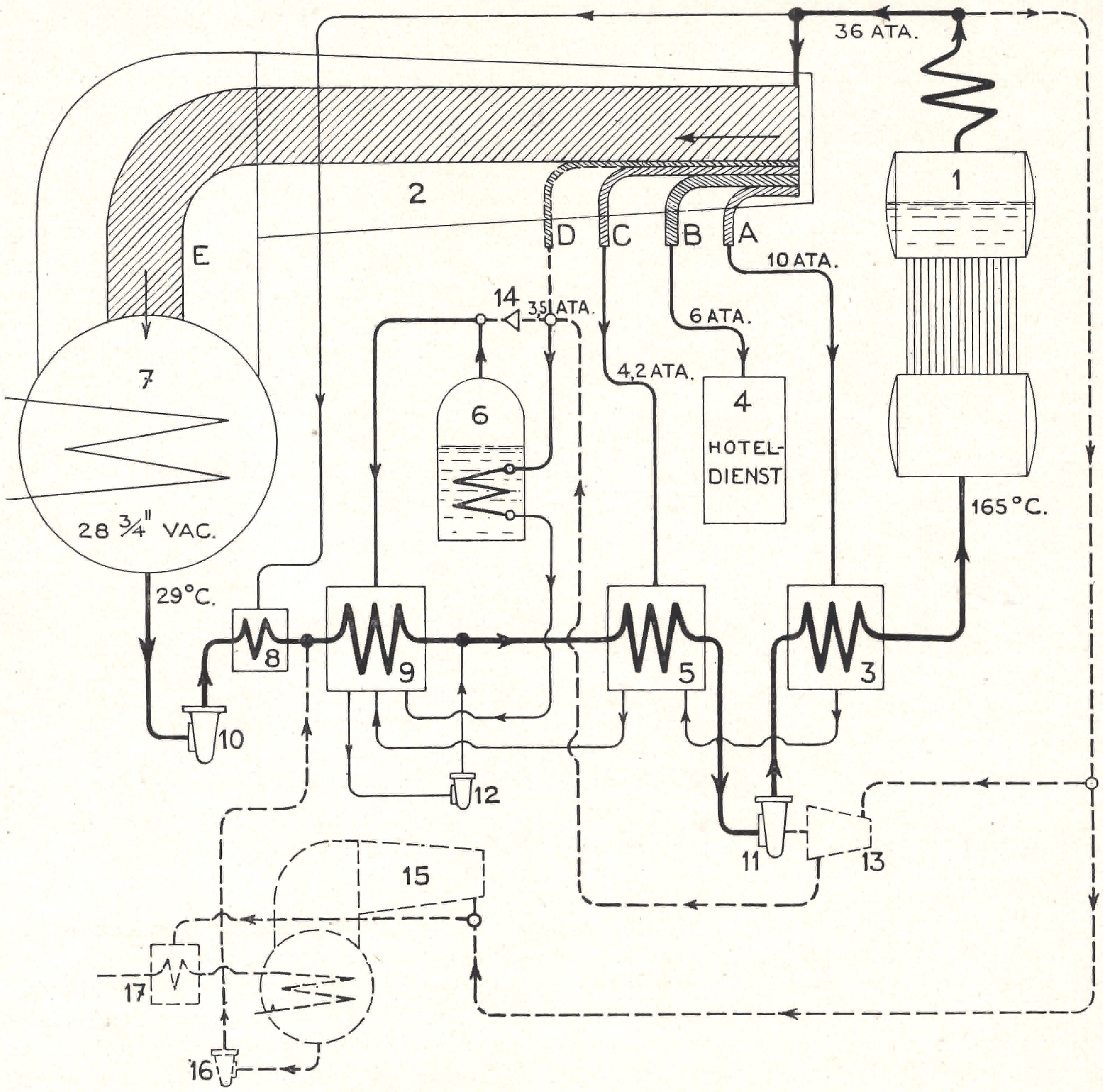


Fig. 3

industrie een woordje meespreken. Turbo-electrische voortstuwing is reeds meerdere malen op transatlantische schepen toegepast; een zestal voorbeelden daarvan is opgenomen in onze tabel. Met de *Normandie* is bewezen, dat het systeem bruikbaar is voor de allergrootste vermogens.

Voor zoover het gaat om een rustige en geruischlooze voortstuwing, staat de turbo-electrische zeker in het eerste gelid. Van de verdere voordeelen van dit systeem maakt men zich echter wel eens een overdreven voorstelling.

Dat men turbo-electrisch sneller en zekerder zou kunnen manoeuvreeren dan met andere machinesystemen, geldt wellicht voor kleinere installaties, werkende met gelijkstroom. Voor de groote installaties is men echter aangewezen op draaistroom, met synchroon loopende generatoren en schroefmotoren. Omkeeren van draairichting vereischt daarbij een heele serie van manupulaties: verminderen van generator- en motortoeren tot 25 %, ontkoppelen, asynchroon stoppen, omkeeren en versnellen, dan opnieuw synchroon koppelen en verder opvoeren der omwentelingen. Volgens de publicaties duurt zulk een manoeuvre, tot het begin der omgekeerde schroefbeweging, circa 30 sec., een tijdsverloop, waarin zeker ook een normale turbine kan worden omgekeerd. Het dikwijls aangevoerde voordeel, dat men, bv. op lange trajecten met lagere vaartsnelheid, tot handhaving der economie één generator op meerdere schroefmotoren kan laten werken, verliest veel van zijn waarde, doordat bij dezen bedrijfstoestand de beweging der schroeven niet meer onderling onafhankelijk is, hetgeen in noodgevallen ernstige gevolgen zou kunnen hebben.

Wie voorts zou verwachten op turbo-electrische schepen de stoomdrukken en temperaturen van de moderne supercentrales terug te vinden, ziet deze verwachting niet vervuld: de turbine-eenheden hebben, zelfs op groote schepen, een te gering vermogen om van deze uiterste stoomcondities het gewenschte profijt te trekken. Bij moderne groote scheepsturbines met mechanische overbrenging zijn ten slotte de zg. „kwaliteitscijfers" $\left(\frac{\sum u^2 z}{H}\right)$, die in eerste instantie het thermisch rendement bepalen, niet ongunstiger meer dan die van de beste turbo-generatoren. En de extra verliezen, bij de mechanische overbrenging veroorzaakt door de sterkere onderverdeeling van het vermogen per as over afzonderlijke, in serie geschakelde turbines, door de in vacuum meedraaiende achteruit-turbines, alsmede door de wrijving in de tandwielen, zijn in totaal zeker niet grooter dan de verliezen in de generatoren en electromotoren van het andere systeem. Het brandstofverbruik per pk blijkt dan ook, naar wij nog nader zullen zien, voor de turbo-electrische schepen niet gunstiger te zijn dan dat van schepen met tandwieloverbrenging, zelfs niet bij verminderd vermogen.

Betreffende gewichts- en prijsverhoudingen van beide systemen bezit ik geen voldoende data voor een nauwkeurige vergelijking in dit opzicht. Teekenend is het echter, dat de P. & O., die het turbo-electrische systeem in 1929 toepaste op de *Viceroy of India* (No. 20) en opnieuw in 1931 op de *Strathnaver* en *Strathhaird* (28.000 pk), het met de *Strathmore* (24.000 pk) in 1935 weer heeft verlaten en er ook voor verderen nieuwbouw niet tot teruggekeerd is.

Al blijft dus de aandacht, met name door de prestaties van de *Normandie,* ten volle op de turbo-electrische voortstuwing gevestigd, toch kan men aannemen, dat dit systeem voor de *Nieuw Amsterdam* geen resultaten zou hebben opgeleverd, aantrekkelijker dan die van het stelsel, dat thans tot uitvoering is gekomen.

De toepassing van turbines met tandwieloverbrengingen nu verder als gegeven beschouwende, gaat onze opmerkzaamheid allereerst naar de „stoomcondities", daaronder verstaande stoomdruk en stoomtemperatuur, van welker hoogte de bedrijfseconomie in de eerste plaats afhangt. Tot een goed begrip

willen wij de ontwikkeling in dit opzicht gedurende de laatste 20 jaren even in het kort nagaan.

De directwerkende turbines van vóór den oorlog waren door hun groote afmetingen niet geschikt voor hooge drukken en temperaturen. De na den oorlog voor transatlantische schepen vrijwel algemeen in gebruik komende snelloopende turbines met dubbele overbrenging waren zulks wel. Toch beperkte men zich aanvankelijk tot 15 atm. en 300 à 325° C., hoofdzakelijk in verband met de nog steeds toegepaste Schotsche ketels. Voorbeelden van zulke installaties zijn de Nos. 7, 8 en 9 van de tabel en o. m. ook de nieuwe machines van 20.000 pk, waarmede nog in 1927 de Canadian Pacifac haar *Empress of Australia* uitrustte. Met de hand met kolen gestookte waterpijpketels — hoewel even voor den oorlog op enkele groote Duitsche snelstoomers in gebruik — werden door de meeste reederijen te onvoordeelig geacht. En wat de turbines betreft vreesde men moeilijkheden door de kleine schoepspelingen in het H.D. gedeelte.

Twee omstandigheden hebben ten slotte ook op schepen den weg naar hoogere drukken en temperaturen geëffend. In de eerste plaats de overgang tot het oliestoken — en nadien ook tot het stoken van kolen op mechanische roosters — waardoor toepassing van waterpijpketels economisch mogelijk en zelfs aangewezen werd. En in de tweede plaats de invoering van de zg. „einddichte" beschoeping voor reactieturbines door Parsons. Bij dit beschoepingssysteem is het mogelijk de voor de economie noodzakelijk zeer nauwe spelingen tusschen de draaiende en de stilstaande turbinedeelen tijdens het voorwarmen en manoeuvreeren te vergrooten, zoodat het gevaar voor aanloopen bij ongelijkmatige verwarming in sterke mate wordt verminderd. Het is hierdoor zelfs mogelijk geworden het vroeger aan het H.D. turbine-einde gebruikelijke Curtiswiel door de meer economische reactiebeschoeping te vervangen. Zulks is zoowel bij de *Statendam* als bij de *Nieuw Amsterdam* geschied.

Zooals reeds gezegd, paste men na den oorlog voor transatlantische schepen aanvankelijk algemeen dubbele overbrenging toe. Soms waren er twee, soms drie turbines in serie geschakeld, doch zij werkten steeds op twee turbinerondsels. Een nieuwe ontwikkeling begon in 1924 met de *Orama* van de Orient Lijn (No. 8), op welk schip H.D., M.D. en L.D. turbines met afzonderlijke rondsels in enkele overbrenging het tandwiel op de schroefas aandreven. Dit arrangement, dat voor hoogere drukken zoowel thermisch als constructief groote voordeelen biedt, is sindsdien op zeer vele turbineschepen toegepast, o. m. op de *Statendam*.

Een belangrijke stoot tot de toepassing van hoogere drukken en temperaturen ging uit van de Canadian Pacific, in welk verband hier de naam van haar technischen chef, de heer J. Johnson, genoemd mag worden. Beginnende met de *Empress of Japan* in 1928 (No. 11), bracht hij den ketelwerkdruk op 30 kg per cm² en de stoomtemperatuur op 385° C. Andere reederijen, w.o. de Holland-Amerika Lijn met de *Statendam*, volgden in meerdere of mindere mate. Aldus daalde in 6 jaar tijds het brandstofolieverbruik van circa 500 tot rond 300 gr. per apk per uur. Waar, zooals ook uit de tabel moge blijken, sinds 1928 in het algemeen, zelfs voor de grootste vermogens, de stoomcondities weinig meer zijn veranderd, is het bij het ontwerpen van de *Nieuw Amsterdam* een punt van langdurige overweging geweest in hoeverre men door het toepassen van nog hoogere drukken en/of temperaturen naar een verdere verbetering van de economie kon streven, zonder daarbij de bedrijfszekerheid in gevaar te brengen.

Het is in dit verband van belang de expansie van den stoom in het Mollier-diagram te vervolgen. Voor enkele installaties is zulks in fig. 2 uitgevoerd. Ter vergelijking zijn ook ingeteekend de expansielijnen A voor de *Mauretania* (1907) en B voor de reeds genoemde nieuwe machines van de *Empress of Australia* (1927). Beschouwt men daarnaast de lijn C voor de *Statendam* (1929), dan komt de toename van thermisch rendement duidelijk naar voren. Men zal opmerken, dat de stoom bij het einde der expansie voor de *Mauretania* 10 % en voor de *Statendam* zelfs 12 % vocht bevat. Het laatstgenoemde

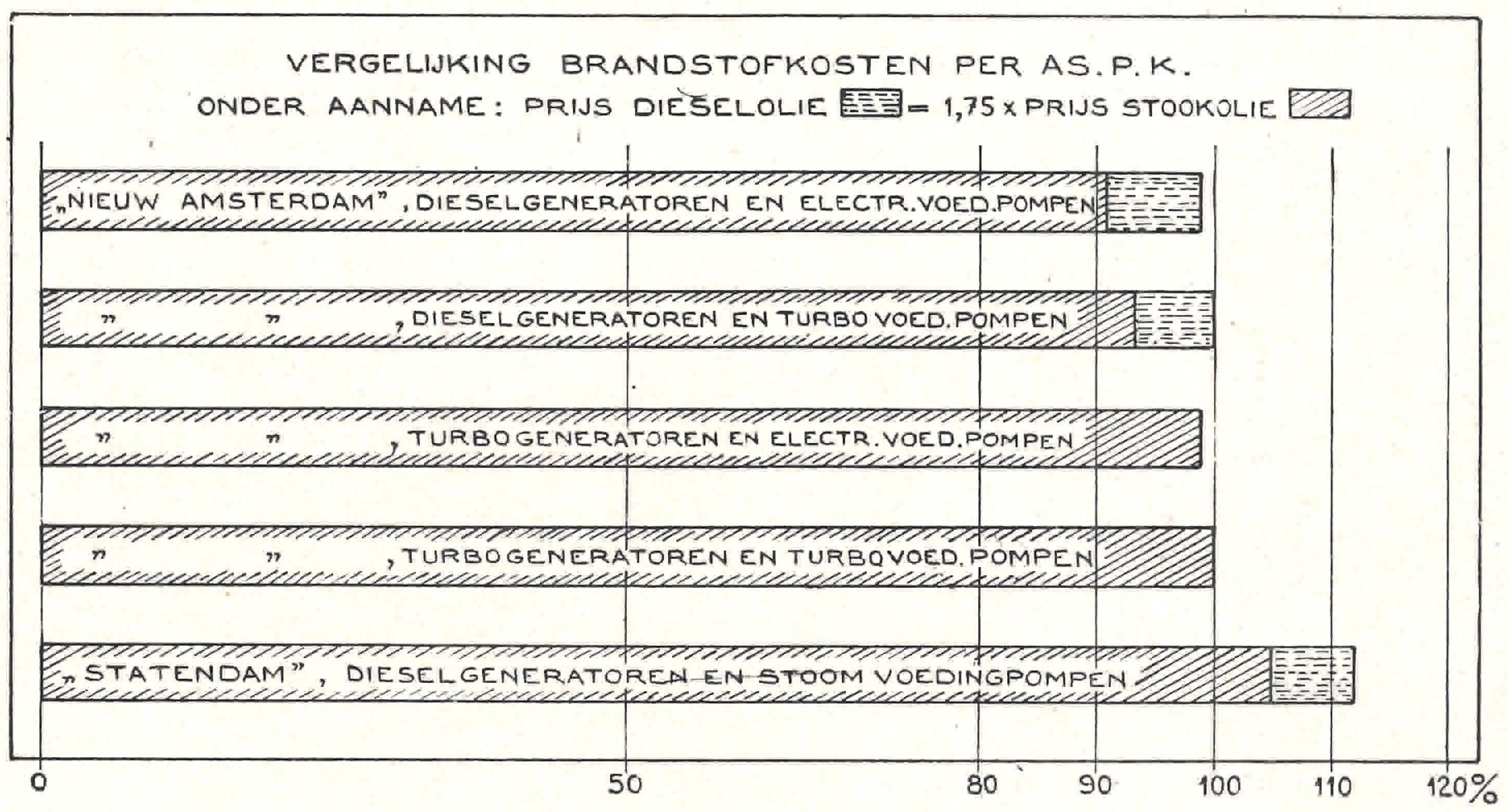


Fig. 4

cijfer overschrijdt men, ook bij landturbines, ongaarne in verband met de erosie der laatste L.D. schoepenrijen.

Trekken wij thans voor de turbines van de *Nieuw Amsterdam* vanuit een eindpunt met 11 % vochtgehalte de expansielijn D omhoog met inachtname der voor deze turbines te bereiken rendementen, dan voert deze lijn ons tot een beginpunt met 35 kg per cm² en 390° C. aan intrede turbines, of zeg 38 kg per cm² en 400° C. aan de ketels. Deze temperatuur als bedrijfsgemiddelde aanvankelijk aan den hoogen kant achtende, werd nog ernstig overwogen een druk van 50 kg per cm² aan de turbines bij een temperatuur van 350° C., en een expansielijn E, die een ongeveer gelijke economie deed verwachten. Aangezien deze lijn aan haar uiteinde zou voeren tot een vochtgehalte van 15 %, stelde Dr. Meyer voor om tusschen de M.D. en de L.D. turbines een waterafscheider te plaatsen, die den stoom aldaar tot op een vochtgehalte van 1 % zou drogen (lijnen E'), een werkwijze, door hem sindsdien op eenige landturbines toegepast. De overweging, dat een zoo nieuw systeem op schepen eerst voor kleinere vermogens zijn bruikbaarheid moest bewijzen, heeft ten slotte doen besluiten dit voorstel niet tot uitvoering te brengen.

De bezwaren, nog gevoeld tegen een stoomtemperatuur van 400° C., werden overigens weggenomen toen bekend werd, dat op de *Empress of Japan* en de *Empress of Britain* geregeld met deze temperatuur wordt gevaren en dat op de Italiaansche snelstoomer *Conta di Savoya* een nog iets hoogere temperatuur geen bezwaar oplevert. Een verdere geruststelling lag in het feit, dat wij een keteltype konden toepassen, waarbij, zooals wij nader zullen zien, de stoomtemperatuur nauwkeurig kan worden ingesteld en zelfs tijdens manoeuvreeren belangrijk kan worden verminderd. De stoomtemperatuur bleef derhalve 400° C., terwijl de ketels met een zekere marge voor een maximum werkdruk van 42 kg per cm² werden geconstrueerd. Ten einde voor het gebied van hooge druk en temperatuur

de machine-afmetingen zooveel als mogelijk te beperken, werd een kleine, zeer snelloopende turbine (3600 omw. per min.) met extra tandwielreductie vóór het normale drieturbine-arrangement geschakeld.

Links van ons Mollier-diagram vindt men voor een beter overzicht den adiabatischen en den nuttigen warmteval, alsmede het warmteverbruik per pk voor de 5 expansielijnen in hun onderlinge verhoudingen weergegeven.

Trekt men in het Mollier-diagram de expansielijn voor de *Nieuw Amsterdam* nog verder naar boven door, dan komt men ongeveer op 450° C. bij 50 kg per cm². Dit zijn de stoomcondities, toegepast op de bekende *Gneisenau* (No. 17) en *Scharnhorst* (No. 23) van den Nordd. Lloyd; wij komen op deze schepen nog nader terug.

Het is hier de plaats om eenige woorden te wijden aan de keuze van het ketelsysteem. Voor een werkdruk van rond 40 kg per cm² en een stoomtemperatuur van 400° C. bestond er weinig reden een ander dan een normaal keteltype toe te passen. Ketels met gedwongen circulatie, als Lamont, Benson, Sulzer, Loeffler en Velox, kwamen, in 1935 althans, voor dezen belangrijken nieuwbouw nog niet in aanmerking. Ernstig beschouwd werden de Babcock & Wilcox-ketel en de Yarrowketel, die beide op de transatlantische vaart uitgebreide toepassing vinden. De *Statendam* heeft normale B. & W.-ketels, en de ervaring, daarmede opgedaan, is zeer gunstig. Toch leerde een voortgezet onderzoek, dat voor dit speciale geval de Yarrowketel bijzondere voordeelen bood. In verband met de scheepsinrichtingen waren nl. de afmetingen van het ketelruim, vooral wat de hoogte betrof, zeer beperkt. Nu brengt de eigenaardige bouw van den Yarrowketel mede, dat ook bij beperkte hoogte een groote vuurhaard mogelijk is. Op de *Statendam* bedraagt de vuurhaardbelasting 420.000 cal. per m³ per uur. Indien hetzelfde keteltype ware toegepast op de *Nieuw Amsterdam*, dan was de vuurhaardbelasting belangrijk hooger geworden, doch met den Yarrowketel bleek het mogelijk om het cijfer van de *Statendam* niet te overschrijden. Verder heeft de Yarrowketel een naar verhouding groot, aan directe straling blootgesteld, verwarmd oppervlak. Op de *Statendam* is daarvan 1,475 m² aanwezig per 1.000.000 ontwikkelde cal. per uur. Met grootere eenheden van hetzelfde keteltype zou voor de *Nieuw Amsterdam* dit getal zeer sterk gereduceerd zijn geweest, doch met den Yarrowketel bleek nog 1,32 m² mogelijk te zijn. Beide omstandigheden: een matige vuurhaardbelasting en een groot direct bestraald keteloppervlak, beperken de vuurhaardtemperatuur en bevorderen daardoor de houdbaarheid van het metselwerk. Ten slotte bood de Yarrowketel, met zijn gedeelden gasstroom en eenzijdig geplaatsten oververhitter, het reeds aangeduidde voordeel van gemakkelijke regelbaarheid van de stoomtemperatuur. Vermeld dient nog te worden, dat de ketels werden ontworpen voor een ± 35° C. lagere schoorsteentemperatuur dan die van de *Statendam*, waarmede een ± 1 % lager afgasverlies is verbonden.

Waterpijpketels eischen een grootere zorg voor het voedingwater dan Schotsche ketels, en wel in een met den werkdruk stijgende mate. De wijze, waarop het suppletie-voedingwater, dat circa 3 % van de totale circuleerende condensaat-hoeveelheid pleegt te bedragen, voor de ketels geschikt gemaakt wordt, is niet bij alle reederijen dezelfde. De Canadian Pacific bv. verdampt het uit de havens meegenomen suppletiewater in Schotsche ketels, die stoom voor hulpwerktuigen en hoteldienst leveren; de waterpijpketels krijgen dan zuiver condensaat. Dezelfde werkwijze wordt toegepast op de *Normandie*, doch daar wordt het ruwe water eerst nog verdampt. Bij de Cunardlijn reinigt men het ruwe water volgens de kalksoda- en permutiet procedé's. Voor de *Nieuw Amsterdam* werd besloten de suppletie direct door verdamping uit het ruwe zoete water te bereiden, een methode, die op de *Statendam* goede resultaten geeft. Naderhand werd nog een onthardingsinrichting toegevoegd om de verontreiniging der verdampers te verminderen. De tegen ketelcorrosie noodzakelijke alcaliën zullen direct aan het condensaat worden toegevoegd in den steeds meer gebruikelijken vorm van trinatriumphosphaat.

Terugkeerende tot onze beschouwingen over de warmte-economie der installatie, kan worden opgemerkt, dat deze niet uitsluitend afhankelijk is van de arbeidsverrichting van den stoom, die tot op den condensordruk expandeert. Waar stoom van lageren druk voor verwarmingsdoeleinden noodig is, tapt men deze, zooals bekend, met voordeel op bij daartoe geschikten druk uit de turbine af, zoodat de latente warmte niet verloren gaat. Evenals op de *Statendam* en andere moderne stoomschepen zal van dit warmte-technische voordeel gebruik worden gemaakt door aan de turbine stoom te onttrekken voor het voorwarmen van het voedingwater, voor het verdampen van het suppletiewater, en voor den zg. „hoteldienst". Al deze warmtebehoeften moesten in het schema der installatie zoo gunstig mogelijk behartigd worden en tevens moesten daarbij de hulpwerktuigen worden betrokken.

Het is op schepen meer en meer gebruikelijk geworden de pompen, zooveel als eenigszins mogelijk, als electrisch gedreven centrifugaalpompen uit te voeren. Hiermede is een betere economie te bereiken, terwijl het vervallen der vele stoomhulpwerktuigen het bedrijf der installatie vermakkelijkt. In de eerste opzet was electrische drijfkracht ook aangenomen voor de centrifugaal voedingpompen. Doch aangezien daarvoor electromotoren van ± 300 epk met omvangrijke schakelinrichtingen noodig waren, werd daarnaast spoedig ook de toepassing van de zoo uiterst betrouwbare Weir's stoom-turbo-voedingpompen overwogen.

Voorts was er het vraagstuk der electriciteitsvoorziening. Ook zonder electrische voedingpompen werd het normale verbruik, inclusief den scheepsdienst, geschat op 1500 kW. Op de *Statendam*, waar dit verbruik 900 kW bedraagt, wordt de electrische stroom geleverd door Dieselgeneratoren. De ervaring, met deze opwekking opgedaan, alsmede de wensch om in dit schip trilling en geraas tot het minimum te beperken, maakte, dat er een sterke voorkeur ontstond voor turbo-generatoren. Aan de toepassing van turbo-generatoren is nog een verder voordeel verbonden. Worden tijdens manoeuvreeren de hoofdturbines gestopt, dan daalt met Dieselgeneratoren het stoomverbruik der installatie tot circa 14 % van de waarde voor volle kracht. Met turbo-generatoren wordt dit percentage circa 20 %, een waardevol verschil ten gunste van de koeling der oververhitters. De invloed van deze alternatieven op de totale economie der installatie, leidde tot interessante berekeningen, waarvan ik u hier alleen het resultaat kan mededeelen.

Vooraf wil ik u echter, aan de hand van een schema (fig. 3), nader in kennis brengen met de algemeene inrichting. Uit den ketel 1. stroomt de stoom naar de turbine 2. Men kan zich nu dezen stoom direct gesplitst denken in 5 stroomen, waarbij de A-stoom wordt afgetapt naar den H.D. voorwarmer 3, de B-stoom naar den „hoteldienst" 4, de C-stoom naar den M.D. voorwarmer 5, de D-stoom voor den verdamper 6, terwijl alleen de E-stoom — circa 70 % van het totale stoomgewicht — den condensor 7 bereikt. Versche stoom wordt verder uitsluitend toegevoerd aan den stoomstraal-ejector 8. De in den verdamper 6 gevormden stoom wordt neergeslagen in den L.D. voorwarmer 9. De condensaatpomp 10 en de voedingpomp 11 persen, in serie geschakeld, het condensaat terug in den ketel.

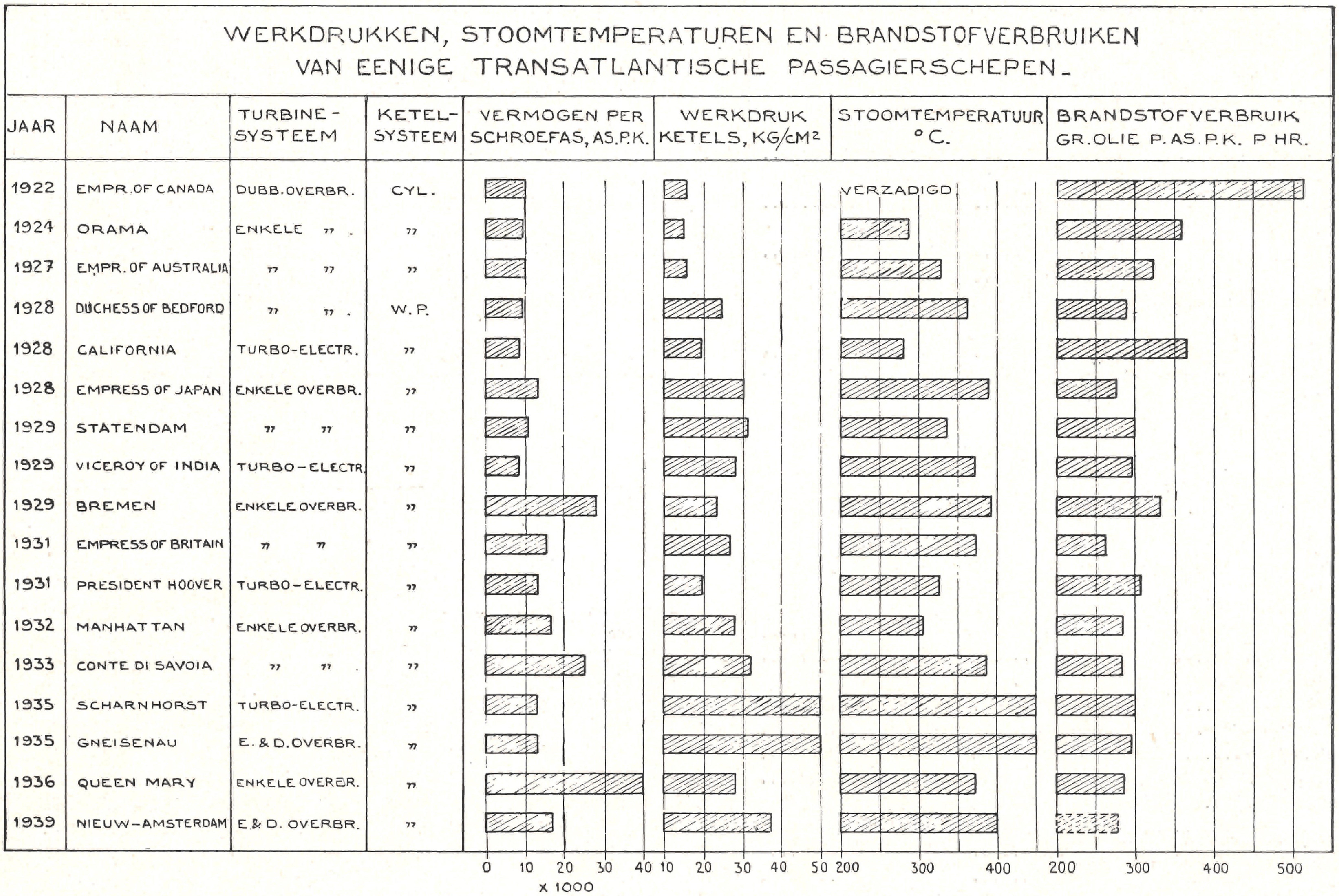


Fig. 5

De zg. „drainpomp" 12 brengt het condensaat van alle voorwarmers en van den verdamper terug bij het voedingwater. Tot zoover geldt het schema, indien electrische voedingpompen en Dieselgeneratoren worden toegepast.

Bij toepassing van stoom-turbo-voedingpompen gebruikt men met voordeel den afgewerkten stoom van de turbines, 13, dezer pompen voor de verdampers; een eventueel surplus, dat niet groot is, gaat door een overstroomklep 14 direct naar den L.D. voorwarmer 9. Deze kleine pomp-turbines, met één enkel Curtiswiel en een stoomsnelheid circa 10 maal de schoepsnelheid, hebben een zeer slecht rendement, zelfs beneden 50 %. Waar alle verliezen echter als warmte in den a.s. stoom blijven, en deze voor verwarming wordt gebruikt, is het feitelijk warmteverbruik dezer pompen toch zeer gunstig. Zóó voordeelig is de zaak echter niet, want het wegvallen van den D-stoom maakt het noodig het vroeger daardoor ontwikkelde vermogen op minder economische wijze door E-stoom te doen geschieden. Anderzijds vergroot de toename van de totale hoeveelheid condensaat weer de mogelijkheid van het gunstige aftappen naar de M.D. en H.D. voorwarmers. Het is een complex van invloeden, dat niet in één oogopslag is te overzien.

Hetzelfde geldt van het inschakelen der turbo-generatoren 15, met hun eigen condensaatpompen 16 en stoomstraalejectoren 17, in het algemeen circuit. Het warmteverbruik dezer werktuigen is op zichzelf belangrijk hooger dan dat der zooveel grootere hoofdturbines. Toch profiteeren zij, en wel indirect, van het aftapsysteem, doordat zij de totale hoeveelheid condensaat doen toenemen en daardoor weer gelegenheid geven een grooter kwantum stoom uit de hoofdturbines naar de voorwarmers af te tappen. Op deze wijze wordt het warmteverbruik der turbo-generatoren met circa 8 % gereduceerd.

De uitgevoerde omvangrijke berekeningen leidden ten slotte tot resultaten, die voor de verschillende alternatieven op de basis: brandstofkosten per pk en per uur werden vergeleken. Fig. 4 geeft deze vergelijking in aanschouwelijken vorm. Hoewel theoretisch met electrische voedingpompen circa 1 % lager brandstofkosten werden becijferd, werd uit bedrijfsoverwegingen besloten tot stoom-turbo-voedingpompen, en, zooals reeds gezegd, tot turbo-generatoren. In de havens zullen Dieselgeneratoren den electrischen stroom leveren. Een overeenkomstige berekening, uitgevoerd op grond van den bestaanden toestand op de *Statendam,* voert, blijkens fig. 4 tot brandstofkosten, die per pk en per uur 12 % hooger zijn dan die, te verwachten voor het nieuwe schip.

Waar ik de machine-installatie van de *Nieuw Amsterdam* reeds op verschillende punten met die van andere transatlantische schepen heb kunnen vergelijken, daar rest mij thans nog een vergelijking van de brandstofeconomie. In plaats van dienaangaande een groot aantal cijfers te noemen leek het mij overzichtelijker deze in grafischen vorm samen te stellen. In fig. 5 ziet u voor een 16-tal bekende schepen achtereenvolgens het vermogen per schroefas, den ketelwerkdruk en de stoomtemperatuur aangegeven en verder het brandstofverbruik in grammen per pk per uur, zooals dit in de vakbladen werd gepubliceerd. Nu zijn de bedrijfscondities bijna overal verschillend en ik was daardoor ook niet in staat de bekend gemaakte cijfers te analyseeren en op hun juistheid te toetsen. Hoe moeilijk het is op schepen nauwkeurige metingen uit te voeren

HOOFDGEGEVENS VAN EENIGE TRANS

A. SNELSTOOMERS, WINNAARS

No.	Jaar	Naam	Reederij	Scheepswerf	Lengte over alles	Lengte op W.L. L	Lengte T. L. L.	Breedte B	Diep-gang T	Depl. tons △	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	δ	$\frac{\triangle}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	Bruto register ton	Aantal assen
1	1907	Mauretania	Cunard S.S. Cy. ...	Swan Hunter Ltd. ...	790′	767′	760′	88′	33′-6″	38000	8,7	2,6	0,59	85	30696	4
2	1929	Bremen	Nordd. Lloyd	A. G. Weser........	938′-5″	899′	887′-11″	101′-8″	31′-8½″	51050	8,85	3,2	0,62	71	51656	4
3	1929	Europa..........	Nordd. Lloyd	Blohm & Voss	937′	895′	885′	101′-7″	33′-9″	56390	8,8	3,0	0,64	78	49746	4
4	1932	Rex	Flotte Riuniti	Cant. Riuniti d. A...	880′	835′	817′-3½″	96′-9½″	32′-3″	45250	8,65	3,0	0,61	78	51075	4
5	1935	Normandie	Comp. Gen. Transatl.	Ch. & At. De St. Naz.	1029′-4″	968′	961′-11″	117′-9″	36′-7″	66400	8,25	3,2	0,56	73	80000	4
6	1936	Queen Mary	Cunard-White Star .	John. Brown	1019′-6″	1004′	965′	118′	38′-9″	73000	8,45	3,05	0,56	73	80773	4

B. TURBINE-STOOMSCHEPEN MET

No.	Jaar	Naam	Reederij	Scheepswerf	Lengte over alles	Lengte op W.L. L	Lengte T. L. L.	Breedte B	Diep-gang T	Depl. tons △	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	δ	$\frac{\triangle}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	Bruto register ton	Aantal assen
7	1923	Empress of Canada	Canadian Pacific ...	Fairfield	653′-4″	645′	625′	77′-6″	28′-10″		8,3	2,7			21250	2
8	1924	Orama	Orient Line........	Vickers Ltd.........	658′	655′	630′	75′	29′-7″		8,7	2,5			20000	2
9	1925	Conte Biancamano	Lloyd Sabaudo.....	Beardmore & Co.....	655′	635′	625′	76′	26′		8,35	2,9			23281	2
10	1927	Cap Arcona	Hamburg-Süd	Blohm & Voss	675′-6″	661′	639′	84′	28′-6″		7,9	2,95			27560	2
11	1928	Empress of Japan.	Canadian Pacific ...	Fairfield............	666′	662′	640′	83′-6″	30′		7,9	2,8			26000	2
12	1929	Statendam	Holland-Amerika Lijn	Harland & Wolff....	697′	697′	670′	81′	33′-4″	39000	8,6	2;4	0,73	115	29511	2
13	1930	Empress of Britain	Canadian Pacific ...	John Brown.........	760′-6″	760′	730′	97′-6″	32′		7,8	3,05			42348	4
14	1932	Champlain	Comp. Gen. Transatl.	Ch. & At. De St. Naz.	641′-11″	625′	606′-10″	82′-10″	30′-4″	28200	7,6	2,75	0,63	115	28000	2
15	1933	Manhattan.......	United States Lines.	N. Y. Shipbuilding Cy.	705′	685′	666′	86′	30′	32600	8,0	2,9	0,645	102	24289	2
16	1934	Orion	Orient Line........	Vickers Ltd.........	665′	657′	630′	82′	30′	28400	8,0	2,7	0,615	100	23371	2
17	1936	Gneisenau	Nordd. Lloyd	Deschimag	650′	625′	610′	73′-9″	28′-10″	23900	8,5	2,55	0,63	97,5	18184	2
18	1938	Nieuw Amsterdam.	Holland-Amerika Lijn	R. D. M. c.s........	751′-6″	725′	700′	88′	31′-4″	36000	8,25	2,81	0,63	94,5	33500	2

C. TURBINESTOOMSCHEPEN MET

No.	Jaar	Naam	Reederij	Scheepswerf	Lengte over alles	Lengte op W.L. L	Lengte T. L. L.	Breedte B	Diep-gang T	Depl. tons △	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	δ	$\frac{\triangle}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	Bruto register ton	Aantal assen
19	1928	California	Intern. Merc. Mar. Cy.	Newp. News Shb. Cy.	601′-3″	595′	574′	80′	32′-3″	30250	7,4	2,5	0,69	144	21000	2
20	1929	Viceroy of India.	P. & O. St. Nav. Cy.	Alex Stephen & Sons	612′	605′	583′	78′	27′-6″	25000	7,8	2,85	0,675	113	19700	2
21	1931	Pres. Hoover.....	A,Gulf&W.I.S.S.Cy.	Newp. News Shb. Cy.	654′-3″	630′	615′	81′	32′	31170	7,8	2,5	0,67	125	21936	2
22	1933	Queen of Bermuda	Furness, Withy & Co.	Vickers Armstrongs ..	579′-6″	576′	550′	76′-6″	26′-3″	21390	7,5	2,9	0,65	111	22575	4
23	1935	Scharnhorst	Nordd. Lloyd	Deschimag	651′	625′	610′	73′-9″	28′-10″	23900	8,5	2,55	0,63	97,5	18300	2

D. DIESELMOTOR

No.	Jaar	Naam	Reederij	Scheepswerf	Lengte over alles	Lengte op W.L. L	Lengte T. L. L.	Breedte B	Diep-gang T	Depl. tons △	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{T}$	δ	$\frac{\triangle}{\left(\frac{L}{100}\right)^3}$	Bruto register ton	Aantal assen
24	1927	Augustus	Nav. Gen. Italiana..	Ansaldo	710′-9″	665′	664′-5″	82′-6″	30′	32000	8,05	2,75	0,68	108	32000	4
25	1928	Saturnia.........	Cosulich Line	Cantiera Nav. Triestino	631′	600′	599′	79′-6″	28′	24000	7,55	2,85	0,63	111	23940	2
26	1929	Asama Maru.....	Nippon Yusen Kaisha	Mitsubishi	584′	580′	560,	72′	28′-6″	21837	8,05	2,50	0,64	112	16500	4
27	1230	Chichibu Maru ...	Nippon Yusen Kaisha	Yokohama Docky. ...	583′-9″	580′	560′	74′	28′-6″	22600	7,85	2,60	0,645	116	17000	2
28	1930	Lafayette........	Comp. Gen. Transatl.	Ch. & At. De St. Naz.	610′-3″	610′	574′	77′-4″	30′-4″	25600	7,90	2,55	0,63	113	25050	4
29	1931	Brittanic	White Star Line ...	Harland & Wolff....	712′	708′	680′	82′	32′-9½″	36440	8,60	2,5	0,67	103	26943	2
25a	1935	Saturnia.........	Zie No. 25, nieuwe machines door Cantiera Riuniti, Triest													2
30	1936	Stirling Castle ...	Union Castle Line ..	Harland & Wolff....	725′	715′	680′	82′			8,7				25000	2

ATLANTISCHE PASSAGIERSSCHEPEN
VAN HET „BLAUWE LINT"

Machines	Ketels					Totaal geinst. electr. vermogen kW	Volgens ontwerp				Record-reizen			
	Aantal en systeem	Brandstof	Werkdruk kg/cm²	Stoomtemp. °C	Totaal ketel V.O. m²		omw./min.	Vaart Knots V	V: √L	apk	Oost-West		West-Oost	
											Jaar	Vaart Knots	Jaar	Vaart Knots
Turbines, direct gekoppeld	23 D. E. + 2 S. E.	Kolen	13,5	Verz.	14800	1500	180	25	0,905	68000	1909	26,06	1909	25,61
		Olie									1929	26,90	1929	27,22
Turbines, enkele overbrenging ..	20 W. P., 3-trommel	Olie	24	350	17050	2080	180	26,25	0,875	105000	1929	27,83	1929	27,91
													1933	28,51
Turbines, enkele overbrenging ..	24 W. P., 3-trommel	Olie	22	375	16800	2080	180	26,25	0,88	105000	1930	27,91		
Turbines, enkele overbrenging ..	12 W. P., 3-trommel	Olie	27	380	14700	4590	230	27	0,935	100000	1933	28,92		
Turbo-electrisch	29 W. P., 3-tr. (+ 4 S. E.)	Olie	28	350	29000*	13200	225	29	0,93	130000	1935	29,98	1935	30,35
													1937	30,99
Turbines, enkele overbrenging ..	24 W. P., Yarrow (+ 3 D. E.)	Olie	28	370	21800*	9100	180	28,5	0,90	160000	1936	30,14	1936	30,63

* Alleen W. P

TANDWIELOVERBRENGING

Turbines	Ketels							Totaal geinst. electr. vermogen kW	Volgens ontwerp				Proeftocht		
	Aantal en systeem	Brandstof	Werkdruk kg/cm²	Stoomtemp. °C	Totaal V.O. in M²				omw./min.	Vaart Knots V	V: √L	apk	Vaart Knots	V: √L	apk
					Ketels	Oververh.	Luchtv.								
Brown Curtis, dubb. overbr....	8 D. E. + 4 S. E.	Olie	14,75	Verz.	4925		1480	825	112	18	0,71	23000	20,3	0,80	24000
Parsons, enkele overbrenging ..	6 D. E. + 4 S. E.	Olie	15,1	285	4400	1750	1320	1200	95	20	0,78	19500			
Parsons, dubb. overbrenging...	7 D. E. + 4 S. E.	Olie	15,5	320	4660		1400	450	95	20	0,795	21000	21	0,835	23600
Blohm & Voss, enkele overbr...	8 W. P., 3-trommel	Olie	20	320	4880		**	1520	125	20	0,78	24000	21	0,82	28000
Parsons, enkele overbrenging ..	6 W. P., Yarrow (+ 2 S. E.)	Olie	30	385	4920*	1650*	6410*	2432	120	21	0,82	30000	23	0,895	
Parsons, enkele overbrenging ..	6 W. P., B. & W.	Olie	30	350	3996	936	3996	1600	125	18	0,68	19500			20400
Parsons, enkele overbrenging ..	9 W. P., 8Y + 1J (+ 2 S. E.)	Olie	30	385	9900*	5250*	13100*	3400	150/200	24	0,87	63000	25,52	0,925	67000
Parsons, enkele overbrenging ..	6 W. P., 3-tr. (+ 2 S. E.)..	Olie	28	350	4800*	660*		1800	125	20	0,80	24000	21	0,84	
Parsons, enkele overbrenging ..	6 W. P., 3-trommel	Olie	28	355	5850	1400	5100	2000	125	20	0,765	30000	22,22	0,85	33085
Parsons, enkele overbrenging ..	6 W. P., B. & W.	Olie	30	385	3450	532	4460	1500	112	21	0,82	24000	21,66	0,85	
Deschimag, enk. en dubb. overbr.	4 W. P., Wagner	Olie	50	450	2428	1040	3756	3400	129	21	0,84	26580			
Parsons, enk. en dubb. overbr.	6 W. P., Yarrow	Olie	39	400	4710	2190	5274	3850	131	20,5	0,775	34000			

* Alleen W. P. ** Economisers en Luchtverhitters

ELECTRISCHE OVERBRENGING

Turbogeneratoren Aantal – systeem kW - volts - omw./min															
2-G. E. – 6600-3700-2280	12 W. P., B. & W.	Olie	19,4	270	5125	1500		2000	110	16,5	0,675	13500	18	0,74	17000
2-B. T. H. – 9000-2720-2690	6 ~~8~~ W. P., Yarrow (+. 2S.E.)	Olie	28	400	~~7650~~ 3020	~~1250~~ 965	~~4000~~ 3050	2300	109	19	0,77	17000	19,6	0,795	
2-G. E. –10100-4800-2660	12 W. P., B. & W.	Olie	21	325	5350	530		2000	113	20	0,795	26500	21,56	0,86	31060
2-G. E. – 7500-3000-3000	8 W. P., B. & W.	Olie	28	355	3700	1660	1960	3000	150	19,25	0,80	19000	20,7	0,86	
2-A. E. G. -10000-3120-3120	4 W. P., Wagner	Olie	50	450	2600	832	4160	3400	130	21	0,84	26000			

SCHEPEN

Motortype	Systeem	Per motor Aantal cyl. × diam. × slag (mm)	Met of zonder drukvulling	Verstuiving	Totaal geinst. electr. vermogen kW	Volgens ontwerp						Proeftocht		
						omw./min.	Vaart Knots	V: √L	apk	Pme kg/cm²	V m./sec.	Vaart Knots	V: √L	apk
2 Takt-dubbelwerkend	M. A. N.	6 × 700 × 1200	zonder	lucht	3200	120	19	0,735	25000	4,5	4,8	20	0,775	28800
4 Takt-dubbelwerkend	Burm. & Wain	8 × 840 × 1500	met	lucht	2250	110	19	0,775	17000	6,1	5,5	21,3	0,87	23200
2 Takt-enkelwerkend	Sulzer.......	8 × 680 × 1000	zonder	lucht	1900	120	19	0,79	14700	4,75	4,0	20,71	0,86	19108
4 Takt-dubbelwerkend	Burm. & Wain	8 × 840 × 1500	zonder	lucht	1300	123	19	0,79	15600	4,55	6,15	21,48	0,89	20985
2 Takt-dubbelwerkend	M. A. N.	6 × 600 × 900	zonder	lucht	3100	150	17,5	0,71	16200	4,2	4,5	18,3	0,74	
4 Takt-dubbelwerkend	Burm. & Wain	10 × 840 × 1500	zonder	lucht	2000	102	17	0,64	20000	5,6	5,1	20,65	0,775	20312
2 Takt-dubbelwerkend	Sulzer.......	10 × 760 × 1200	zonder	druk	5850	120	20,5	0,84	22000	4,0	4,8	23,3	0,955	36000
2 Takt-dubbelwerkend	Burm. & Wain	10 × 660 × 1500	zonder	druk	3500	102	20	0,75	24000	5,45	5,1			

weet trouwens ieder, die aan zulke metingen heeft deelgenomen. Nochtans geeft onze grafiek een duidelijk beeld van den invloed, die de stijging van den stoomdruk en de stoomtemperatuur sedert 1922 op het brandstofverbruik heeft gehad. Men zal bevestigd vinden, dat de turbo-electrische voortstuwing als zoodanig tot heden niet tot een belangrijke reductie van het brandstofverbruik heeft geleid. Evenmin blijkt zulks het geval te zijn voor de zeer hooge stoomcondities van de veelbesproken *Scharnhorst* en *Gneisenau* (50 at. en 450° C.), aan welke uitkomst echter de hooge afgastemperatuur van de sterk belastte ketels dezer schepen (circa 220° C.) zeker niet vreemd zal zijn.

Onderaan de grafiek figureert het brandstofverbruik van de *Nieuw Amsterdam* als een schatting naar onze verwachtingen. Een schatting echter op reëele basis, aangezien zij werd gebaseerd op de bedrijfsuitkomsten van de *Statendam*, dus voor goed vergelijkbare dienstcondities.

Het brandstofverbruik van de *Statendam* werd verschillende malen gemeten, het laatst in Juli 1936 met geijkte oliemeters en met per as twee torsiemeters, die onderling minder dan 0,5 % in aanwijzing verschilden. Omgerekend op stookolie van 9800 cal. per kg stookwaarde kwam het verbruik van de *Statendam* bij deze meting op 290 gr. per apk per uur, met daarenboven 11 gr. Dieselolie, totaal 301 gr. per apk per uur. Het hier genoemde stookolieverbruik van 290 gr. komt overeen met een warmteverbruik, dat 8,5 % hooger is dan het theoretische schema zou doen verwachten. In deze 8,5 % zijn dan vervat de schoorsteenverliezen en alle andere verliezen door uitstraling, drukverschillen enz., doch evenzeer den gunstigen invloed der toeslagen, die bij de theoretische berekening veiligheidshalve werden gemaakt.

Een geheel overeenkomstige berekening voor de *Nieuw Amsterdam*, rekening houdende met een circa 1 % lager schoorsteenverlies, doet verwachten: een werkelijk stookolieverbruik van 277 gr. per apk, bij een Dieselolieverbruik gelijk nul. Een zeer gunstig cijfer, dat aan ons nieuwe schip in dit opzicht een goede plaats zal verzekeren.

En hiermede ben ik gekomen aan het einde mijner beschouwingen over de grondtrekken van het ontwerp. De belangrijkste beslissing lag bij het vaststellen der stoomcondities. Wij gingen daarbij zoover als voor scheepsgebruik de voorzichtigheid het o. i. toeliet. Dat deze voorzichtigheid niet misplaatst geweest is, vonden wij bevestigd door een latere publicatie over de resultaten van de *Potsdam*, *Scharnhorst* en *Gneisenau*, waarbij men één stap verder ging. Wij lezen daar:

„Weiter zeigen die der höchsten Dampftemperatur aus-
„gesetzten Düsen und Beschaufelungen auf allen drei Schiffen
„erheblichen Verschleiss, wodurch festgestellt wird, dass die
„Lebensdauer dieser Werkstoffe noch nicht den zu stellenden
„Anforderungen genügt und eine Verbesserung der Verschleiss-
„festigkeit solcher Materialen bei höheren Temperaturen an-
„gestrebt werden muss."

Wij hopen en verwachten, dat de machine-installatie van de *Nieuw Amsterdam* zal blijken te zijn: zuinig, rustig, betrouwbaar en duurzaam.

Naschrift

De technische proeftocht van de *Nieuw Amsterdam* werd gehouden op 21 tot en met 24 Maart 1938. Het vermogen werd geleidelijk opgevoerd tot 35.150 apk, waarbij een vaartsnelheid van 22,8 knots werd vastgesteld. De machine-installatie werkte zonder eenige storing. De brandstofmetingen, hoewel te kort van duur voor het bereiken eener groote nauwkeurigheid, bevestigde de op de berekeningen gegronde gunstige verwachtingen.

Ook op de beide eerste reizen naar New-York hebben schip en machine-installatie voldaan. Bezwaren van eenige beteekenis werden niet ondervonden. Het volgende staatje vermeldt enkele cijfers, bepaald als gemiddelden over de etmalen, dat met volvermogen kon worden gevaren.

	Vaart knots	Omw. per min.	apk	Brandstof per etmaal × 1000 kg	Brandstof gr./apk/hr.
1e Uitreis	21,72	130,50	33.250	219,4	274,9
1e Thuisreis	22,12	131,75	34.100	220,7	269,6
2e Uitreis	21,49	130,25	34.190	219	266,8
2e Thuisreis	21,96	131,21	34.750	226	270,9
Gemiddeld	21,82	130,93	34.072	221,3	270,5

Bij het vergelijken van de resulteerende brandstofverbruiken met het berekende verbruik dient in aanmerking genomen te worden, dat de bedrijfscondities op sommige dagen sterk wisselden. Zoo werd herhaaldelijk mist ontmoet. Het stoomverbruik van den hoteldienst varieert gedurende het etmaal en is bovendien afhankelijk van het aantal passagiers. Het electriciteitsverbruik schommelde tusschen circa 900 kW gedurende de nachturen en een maximum van 1400 kW.

De stoom aan de uitlaten der oververhitters had in den regel een druk van 37,5 ato en een temperatuur van 385° C, het voedingwater bij intrede ketels een temperatuur van circa 160° C. Onder deze omstandigheden was het verdampingsvoud rond 15. Met aanname van een stookwaarde van 9800 cal. per kg voor de brandstof, was het ketelrendement derhalve 92 %. De ketelregeling functionneerde bevredigend, de vuurhaardbemetseling bleef in goede conditie.

Zonder twijfel geven deze op de eerste reizen bereikte resultaten reden tot tevredenheid.

Overdruk uit „Schip en Werf" van 18 Maart, 15 en 29 April 1938, Nos. 6, 8 en 9
Uitgave N. V. Drukkerij M. Wyt & Zonen, Rotterdam

DE KETEL- EN MACHINE-INSTALLATIE VAN DE „NIEUW AMSTERDAM"

DOOR

Ir. C. KAPSENBERG
Chef van het Constructiebureau van de Koninklijke Maatschappij „De Schelde"

VOORDRACHT, GEHOUDEN VOOR DE AFDEELINGEN ROTTERDAM EN AMSTERDAM
VAN DE VEREENIGING VAN TECHNICI OP SCHEEPVAARTGEBIED, RESPECTIEVELIJK OP 26 JANUARI EN 18 FEBRUARI 1938

Overzicht voortstuwingsinstallatie

Een overzicht van de geheele voortstuwingsinstallatie is weergegeven in fig. 2. Achtereenvolgens onderscheidt men:

a. het ketelruim met 6 hoofdketels, 1 hulpketel voor havendienst, de oliestookinrichting;
b. de hulpmachinekamer met de 3 turbogeneratoren, 2 Dieselgeneratoren voor havendienst, verschillende pompen;
c. de hoofdmachinekamer met de beide turbinegroepen voor de voortstuwing en velerlei pompen voor koelwater, condensaat, voeding, smeerolie, enz.;
d. de bunkers, alle gegroepeerd aan de zijden van hulpmachinekamer en ketelruim.

Opmerking verdient nog de plaatsing van de schachten boven de drie afdeelingen. Zij zijn niet, zooals gewoonlijk, centraal boven deze ruimten aangebracht, doch in de zijden.

Uit scheepsbouwoogpunt is dit van waarde, omdat hierdoor dekken ontstaan, welke centraal door niets doorbroken worden en waarop men ware straten kan bouwen. Voor den machinebouwer leveren zij niet uitsluitend voordeel op, omdat deze schachten elk voor zich niet groot gemaakt worden, ten einde het verlies aan scheepsruimte te beperken.

De asleiding vertoont geen bijzonderheden. Zij loopt in Michell metalen. De schroefaskoker heeft bussen met pokhout gevoerd. De bronzen schroeven hebben een diameter van 6200 mm en nemen elk een vermogen op van 17.000 apk bij 131 omw./min.

Ketels en ketelruim

De ketels zijn van het wel bekene Yarrow-type, geconstrueerd voor een druk van 44 kg/cm² en een temperatuur van 405° C. De werkdruk is echter hoogstens 39 kg/cm², doch de veiligheidskleppen zijn afgesteld op 44 kg/cm² voor de ketel en 42 kg/cm² voor den oververhitter.

De stoomconditie aan de turbine bedraagt 35 kg/cm² en 395° C. Door de veiligheids te stellen op 42 kg/cm² is er eendeels een ruime marge voor drukstijging aanwezig, zoodat bij manoeuvreeren of plotseling stoppen niet steeds de veiligheids beginnen te blazen, bovendien beteekent dit een reserve aan vermogen voor de turbines.

Er zijn 6 ketels aanwezig en elk levert 30 ton stoom per uur. Aangezien niet meer dan 150 ton per uur verbruikt zal worden, zijn slechts 5 ketels in bedrijf en blijft er 1 steeds in reserve.

Fig. 3 geeft een doorsnede van den ketel weer. Zij vertoont

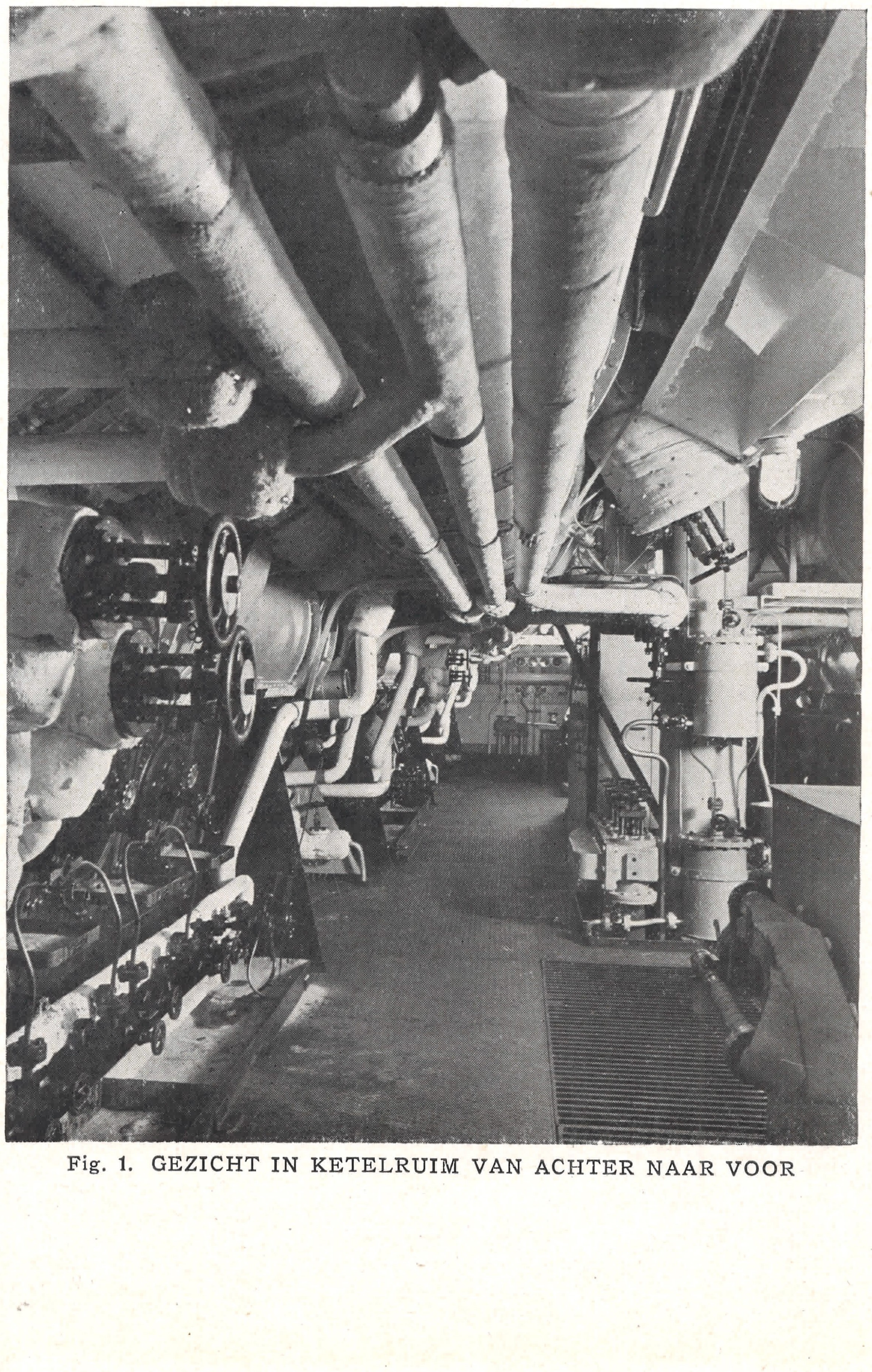
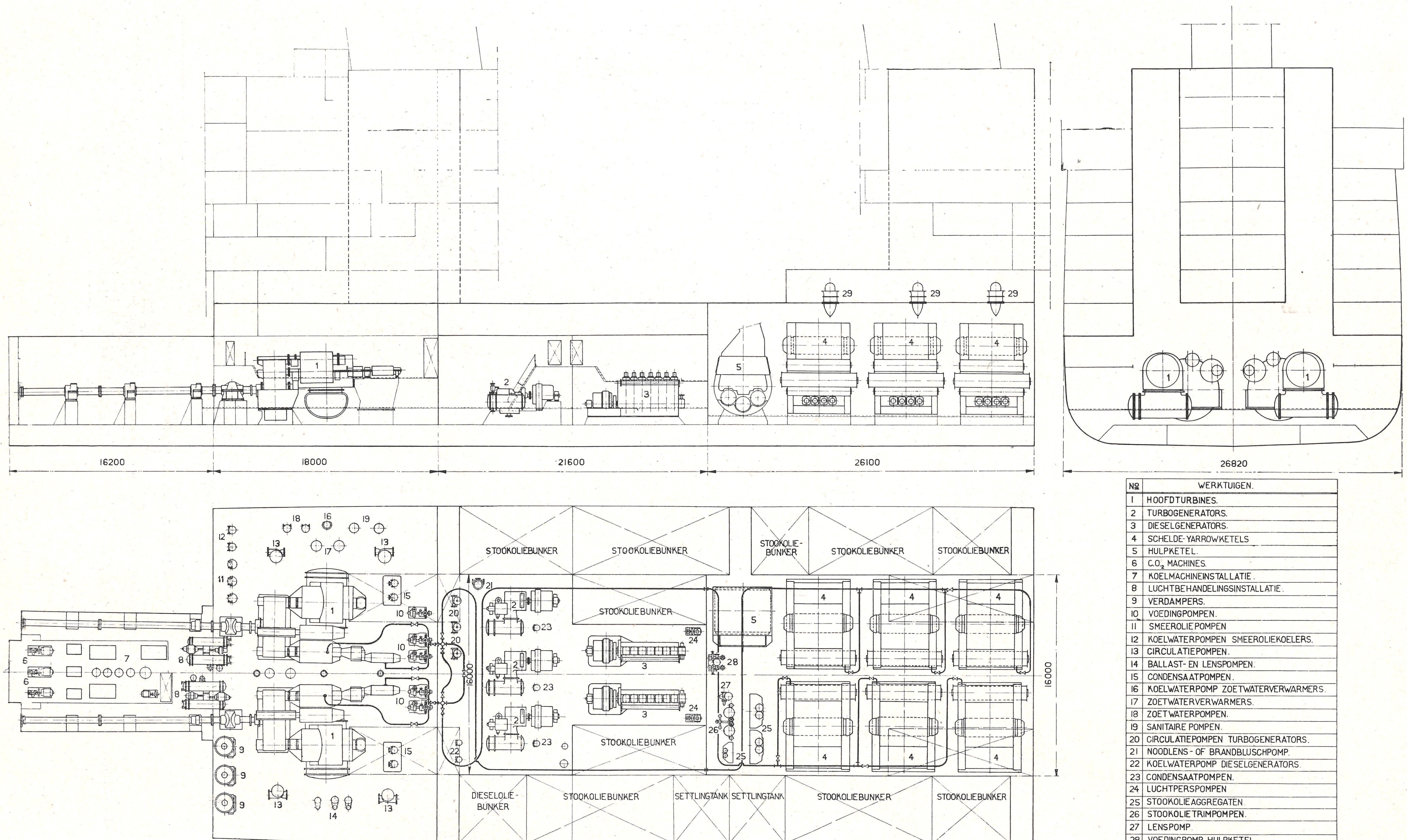


Fig. 1. GEZICHT IN KETELRUIM VAN ACHTER NAAR VOOR



№	WERKTUIGEN.
1	HOOFDTURBINES.
2	TURBOGENERATORS.
3	DIESELGENERATORS.
4	SCHELDE-YARROWKETELS
5	HULPKETEL.
6	CO_2 MACHINES.
7	KOELMACHINEINSTALLATIE.
8	LUCHTBEHANDELINGSINSTALLATIE.
9	VERDAMPERS.
10	VOEDINGPOMPEN.
11	SMEEROLIEPOMPEN
12	KOELWATERPOMPEN SMEEROLIEKOELERS.
13	CIRCULATIEPOMPEN.
14	BALLAST- EN LENSPOMPEN.
15	CONDENSAATPOMPEN.
16	KOELWATERPOMP ZOETWATERVERWARMERS.
17	ZOETWATERVERWARMERS.
18	ZOETWATERPOMPEN.
19	SANITAIRE POMPEN.
20	CIRCULATIEPOMPEN TURBOGENERATORS.
21	NOODLENS- OF BRANDBLUSCHPOMP.
22	KOELWATERPOMP DIESELGENERATORS.
23	CONDENSAATPOMPEN.
24	LUCHTPERSPOMPEN
25	STOOKOLIEAGGREGATEN
26	STOOKOLIETRIMPOMPEN.
27	LENSPOMP.
28	VOEDINGPOMP HULPKETEL.
29	ONDERWINDVENTILATOREN.

Fig. 2. INRICHTING MACHINEKAMERS EN KETELRUIM

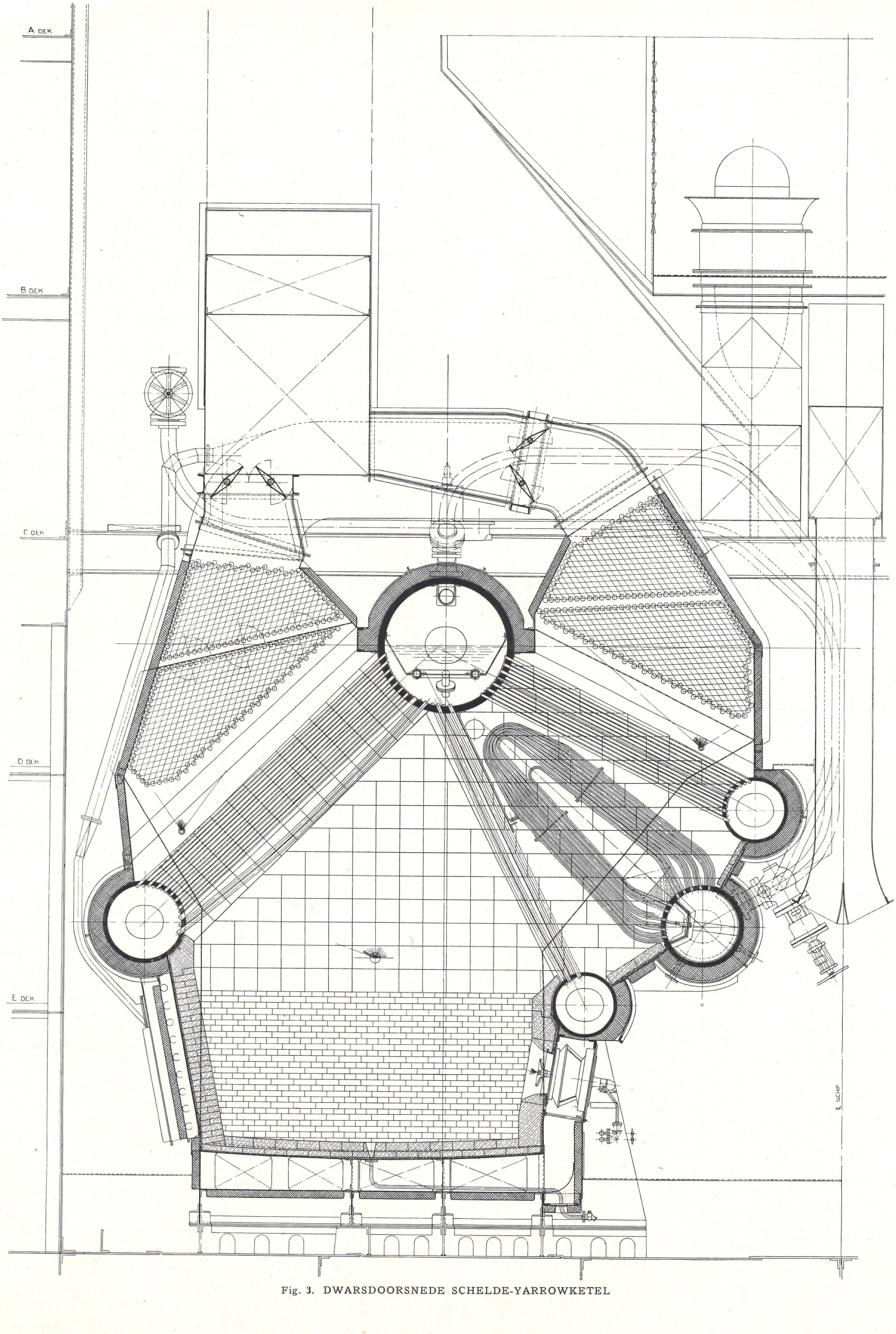
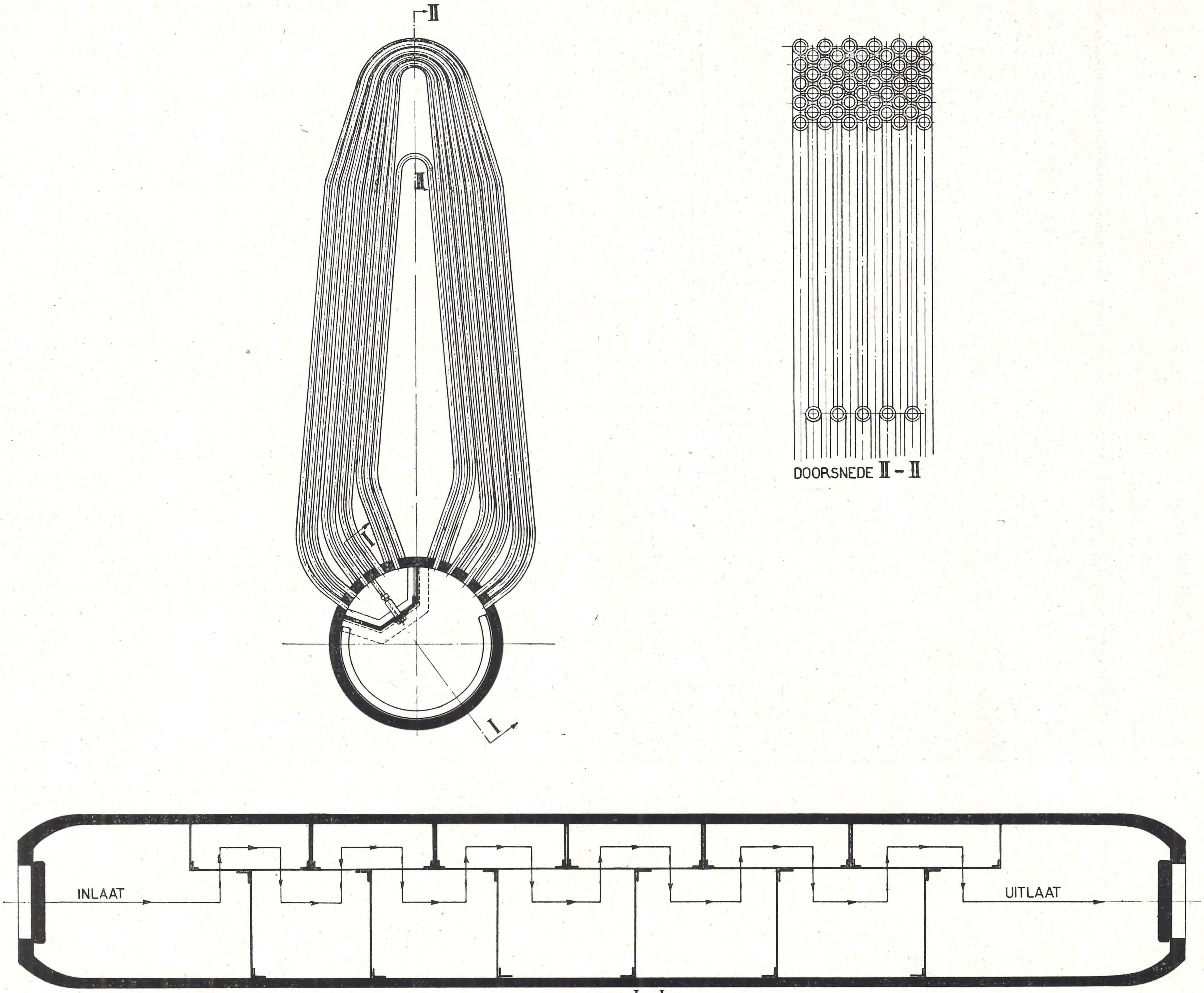


Fig. 3. DWARSDOORSNEDE SCHELDE-YARROWKETEL



SCHEMATISCHE VOORSTELLING LOOP DER STOOM DOOR OVERVERHITTER.

Fig. 4

het bekende beeld van den Yarrow-ketel, met rechte waterpijpen, hoogliggenden stoomhouder, een grooten waterhouder met dikke pijpenbundel, twee kleine waterhouders met smalle pijpenbundels en daartusschen liggenden oververhitter

Boven den ketel liggen de luchtverhitters, welke hier bestaan uit horizontale pijpen, uitwendig door de rookgassen omspoeld.

De vuurhaard heeft den bekenden vorm met puntdak bestaande uit ketelpijpen.

De hoofdafmetingen zijn:

V. O. pijpen	785 m^2
V. O. oververhitter	365 „
V. O. luchtverhitter	879 „
Capaciteit per uur	30 ton
Voedingwatertemperatuur	166° C.
Nuttig effect gerekend op de hooge verbrandingswaarde	87 %
Nuttig effect gerekend op de lage verbrandingswaarde	± 92 %

Hieruit volgen:

Verdampingsvoud	15,2
Stookolieverbruik per ketel per uur	± 2 ton
Belasting per m^2 V. O.	38 kg
Vuurhaardbelasting per m^3	485.000 cal.

De ketel is als zg. dubbelzijdige ketel uitgevoerd, waardoor het belangrijke voordeel van een eenvoudige regeling voor de oververhittingstemperatuur bestaat. Hiertoe dienen de onderling gekoppelde kleppen in de rookkanalen, welke met een stangenbeweging op den stookvloer zijn te bedienen. Bij stijgende belasting wordt de oververhittingstemperatuur hooger. Door een gewijzigde instelling van de kleppen, waarbij het eene stel meer sluit en het andere stel meer opent, regelt men nu den gasstroom zoodanig, dat minder langs den oververhitter stroomt en de dikke ketelbundel meer gas krijgt.

Op deze wijze beheerscht men de oververhittingstemperatuur binnen wijde grenzen.

Boven elken ketel is een onderwindventilator opgesteld, welke eveneens in fig. 3 is weergegeven.

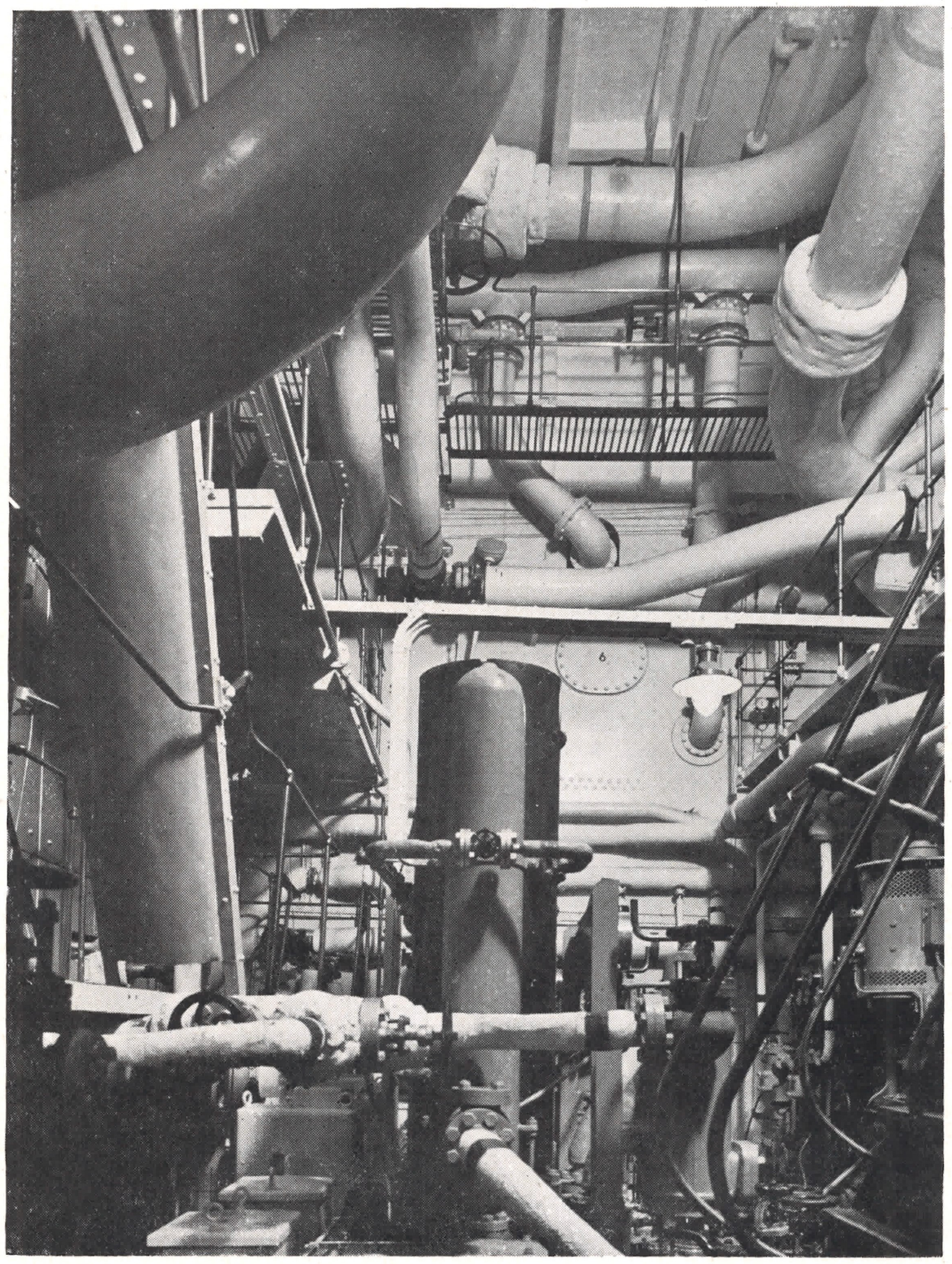


Fig 5. BRANDSTOFPOMPEN IN KETELRUIM

Deze fan perst de lucht door twee kokers naar de luchtkasten van de luchtverhitters, waarvan eerst de bovenhelft, daarna de onderhelft doorloopen wordt.

De verbrandingslucht verkrijgt daardoor een temperatuur van 188° C. en stroomt dan langs de zijwanden van den ketel naar de luchtkast onder den vuurhaard, waarmede weer de luchtkast met de branders in verbinding staat.

In het scheidingsschot van de luchttoevoerkast aan den luchtverhitter zijn ook een stel kleppen aangebracht, zg. kortsluitkleppen, welke ten doel hebben de verbrandingslucht direct naar de branders te voeren, dus met buitensluiting van den luchtverhitter.

Deze kleppen worden geopend bij lage belasting en gedurende het opstoken van den ketel, ten einde te voorkomen, dat de verbrandingsgassen tot aan het dauwpunt worden afgekoeld. In dit geval zou de waterdamp uit de gassen neerslaan op de koude luchtverhitterpijpen. Deze waterneerslag neemt gaarne de verbrandingsproducten van zwavel in zich op, zoodat de pijpen sterk zouden aantasten. Bovendien koekt het roet dan samen, zoodat onder zulke omstandigheden de luchtverhitter aan de gaszijde spoedig zou vervuilen.

Bij volle ketelbelasting zal de gastemperatuur circa 135° C. bedragen.

De stoom- en waterhouders zijn van normaal S. M. staal, de stoom en groote waterhouder van materiaal met hoogere treksterkte (53—60 kg/cm^2) dan dat van de kleine waterhouders (44—50 kgcm^2), ten einde de wanddikte van de groote rompen te beperken.

De oververhitterromp is van Molybdeenhoudend S. M. staal vervaardigd met een treksterkte van 50—60 kg/cm^2.

Molybdeenhoudend staal is in deze installatie veel verwerkt, omdat het Molybdenium o. a. de strekgrens bij hooge temperatuur sterk verhoogt. Bij 400° C. bedraagt deze voor het gebruikte materiaal van den oververhitterromp nog minstens 17 kg/cm^2, hetgeen wil zeggen, dat er bij den constructiedruk nog een minstens tweevoudige zekerheid is ten opzichte van de strekgrens bij 400° C.

Op dit Mo-houdend staal komen wij, bij de behandeling der turbines, nog nader terug.

Alle rompen zijn naadloos gewalst met aangesmede fronten, alle pijpen zijn naadloos en koud getrokken. De pijpdiameter bedraagt 1¼", behalve die aan de vuurhaardzijde, welke 1¾" diameter hebben. De oververhitterpijpen zijn 1⅛" uitwendig.

De teekening geeft een B.B.-ketel weer, de drums staan langsscheeps, zoodat de stookruimte midscheeps en over de geheele lengte van het ketelruim gelegen is.

De ketels worden gestookt door 4 branders, aangebracht onder den ondersten kleinen waterhouder.

De stoomhouder is met een pijp zonder eenigen afsluiter aangesloten op den oververhitterromp en de stoom doorloopt achtereenvolgens de 10 secties, waarin de oververhitter is verdeeld.

Op het andere eind van den oververhitterromp is de hoofdstoomafsluiter aangebracht, welke met een lange, elastische pijp verbinding geeft met de hoofdstoomleiding, welke aan de boordzijden door het ketelruim loopt

De geheele vuurhaard is omsloten door luchtkanalen, ook de achterwand wordt gekoeld en wel door koude lucht, direct uit de pers van de onderwindfan.

Op hart schip ziet men op fig. 3 nog een grooten koker. Deze dient voor toevoer van ventilatielucht en blaast dus direct op de stookruimte.

Verder kan men onderscheiden:

a. de roetblazers, fabrikaat Clyde, waarvan er 2 zijn voor den vuurhaard en 1 voor elken luchtverhitter;

b. de veiligheids op stoomhouder en oververhitter.

Het schema van den oververhitter is in fig. 4 weergegeven. De romp is door schotten verdeeld in secties, welke de stoom achtereenvolgens doorloopt, om aan het eind de vereischte temperatuur te verkrijgen.

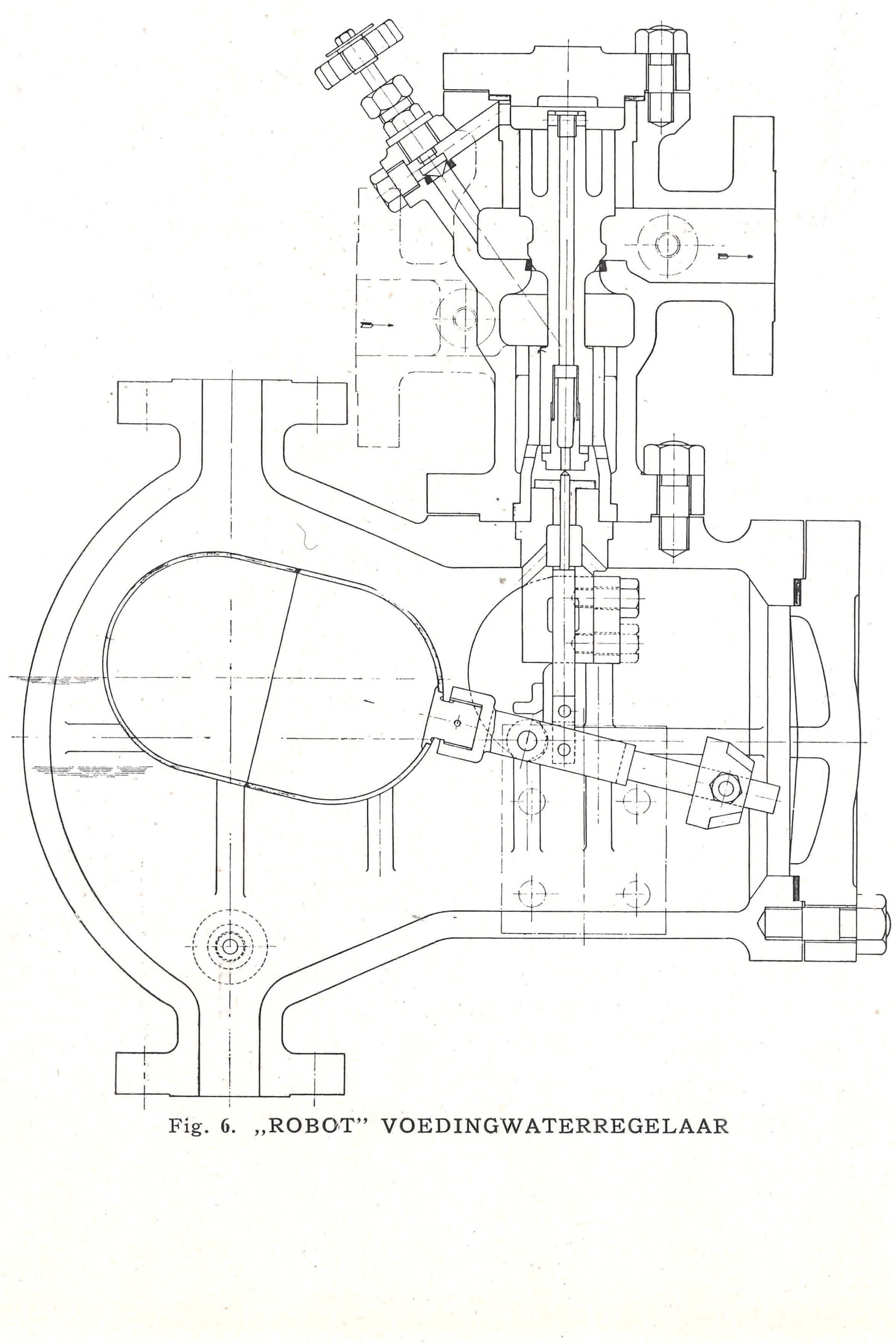


Fig. 6. „ROBOT" VOEDINGWATERREGELAAR

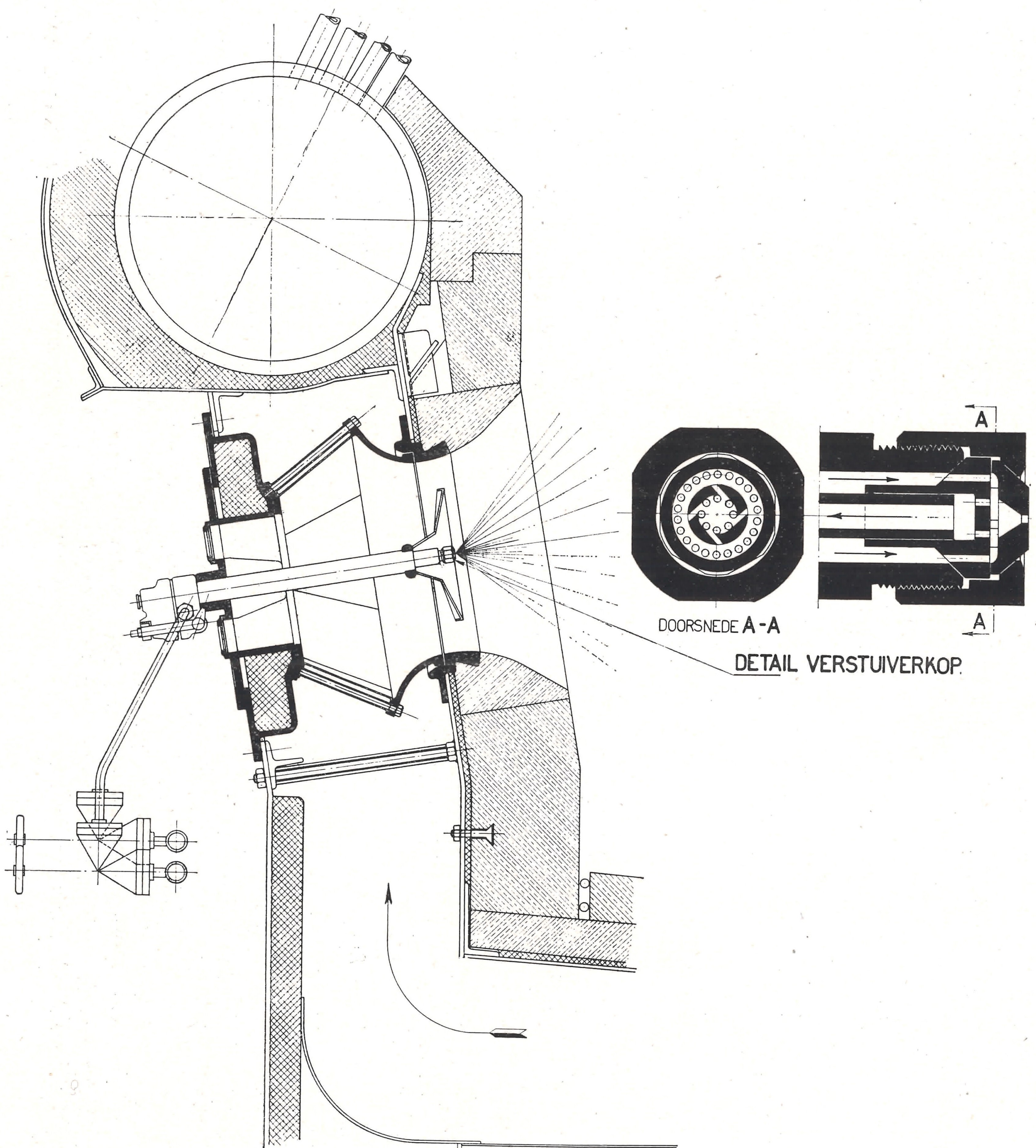


Fig. 7. DOORSNEDE OVER EEN BRANDER

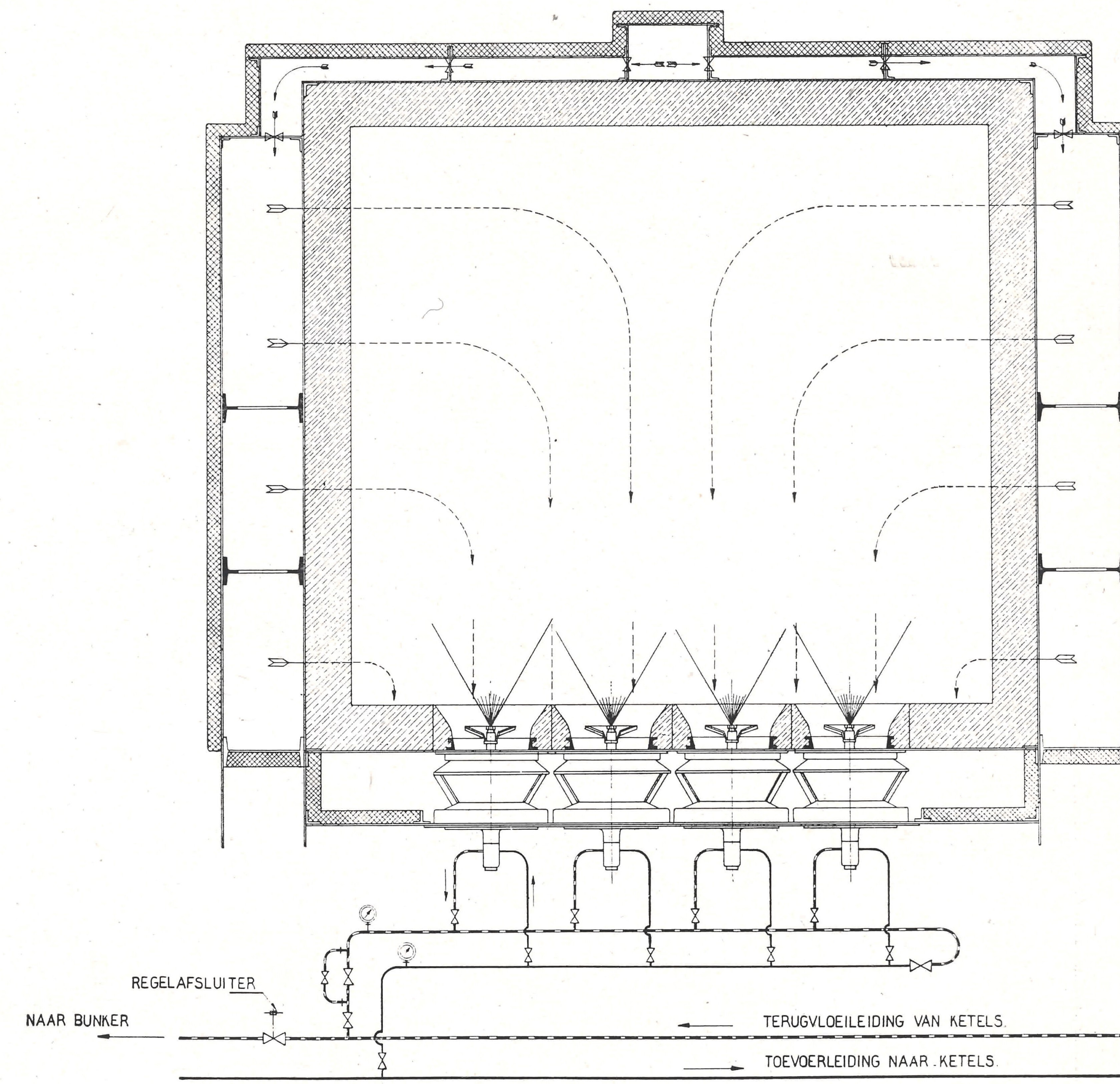


Fig. 8. BRANDSTOFLEIDINGEN AAN DEN KETEL

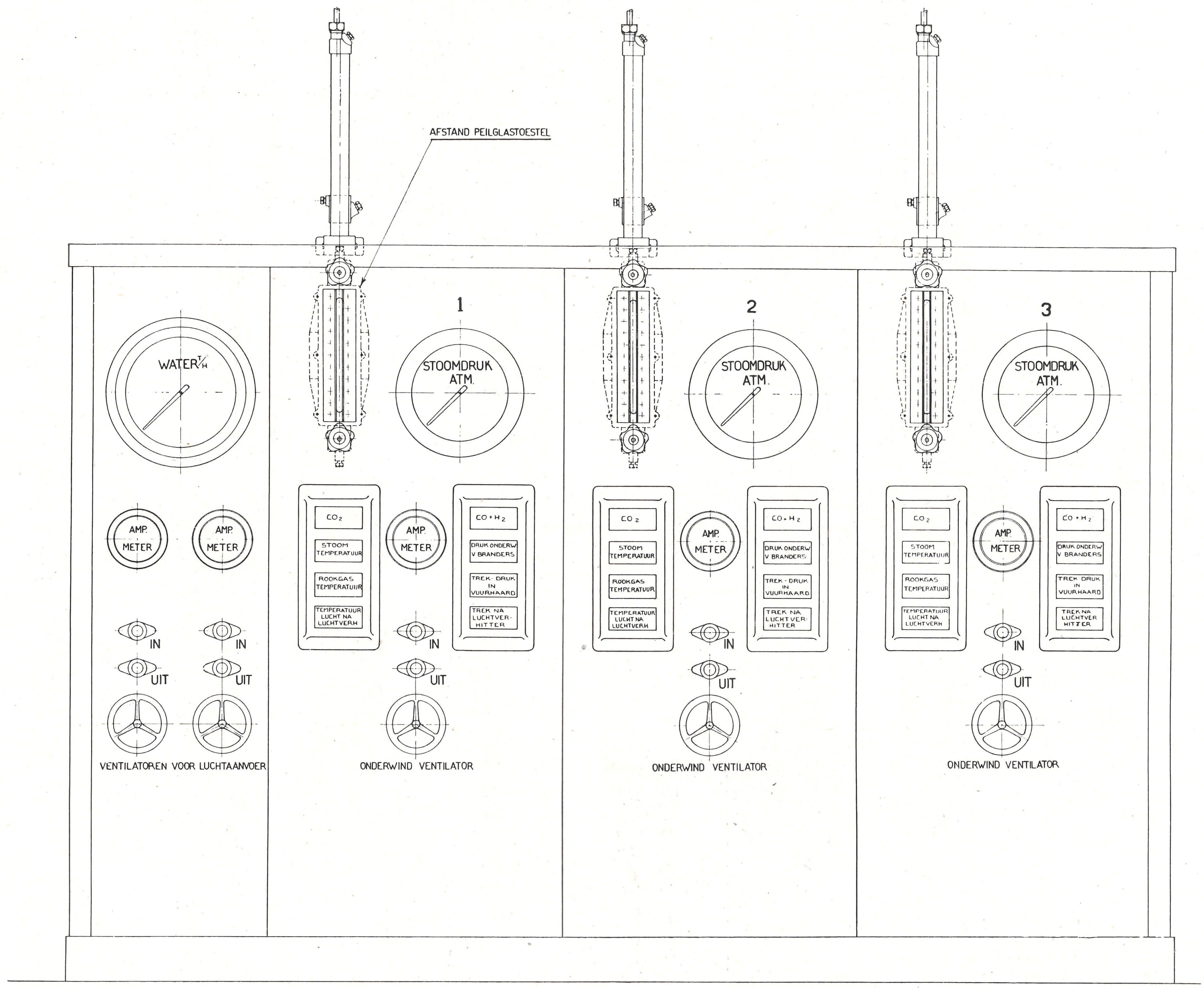


Fig. 9

De inrichting van den voedingwaterregelaar is in fig. 6 weergegeven. Dit apparaat is van het grootste belang. Gezien de gunstige ervaringen o. a. bij de Nederlandsche Marine, is hiervoor met vertrouwen de „Robot" van de firma Weir gekozen.

De regelaar is geheel buiten den ketel opgesteld en is met pijpen aan de boven- en onderzijde van den stoomhouder verbonden, zoodat het niveau in het vlotterhuis overeenkomt met dat in den stoomhouder.

De regelklep, welke voorzien is van een zuiger, wordt echter niet bewogen door den vlotter, doch ontleent haar beweegkracht aan het voedingwater.

Het voedingwater wordt geleverd door een turbo-voedingpomp, welke zoodanig automatisch geregeld wordt, dat in de voedingleiding steeds een constante druk van 50 atm. aanwezig is.

Het drukverschil ten opzichte van den druk in den ketel, dus minstens 6 kg/cm^2, als regel meer, is beschikbaar voor het bewegen van den zuiger en regelklep, terwijl bovendien de zuiger met een ruime speling in de voering past.

De vlotter beweegt alleen het naaldklepje. Daalt de vlotter, dan stijgt het naaldklepje en smoort daarbij de opening, welke water onder hoogen druk toevoert boven den zuiger. Dit water boven den zuiger lekt weg langs den zuiger, zoodat de druk vermindert en de regelklep verder opent, waardoor dus de voeding toeneemt. Bij stijgende vlotter geschiedt het omgekeerde.

Een volgende inrichting, die de belangstelling zal hebben, zijn de branders. Zij zijn na zorgvuldige overweging besteld bij „Peabody" te Londen. Als meest op den voorgrond tredende eigenschap is hun groote regelbaarheid te noemen. Op de teekening van den ketel (fig. 3) is de plaatsing van deze branders te zien. Fig. 7 geeft eenige details van de branders.

Elke brander is aangesloten op een brandstoftoe- en een brandstofafvoerleiding. In de toevoerleiding wordt een constante druk van max. 14 kg/cm^2 onderhouden.

Het branderlichaam bestaat uit een pijp met binnenpijp, waaraan op het eene eind de verstuiver is bevestigd. De olie wordt geperst in de ringvormige ruimte van den brander, doorstroomt de fijne gaatjes in den omtrek van den verstuiver

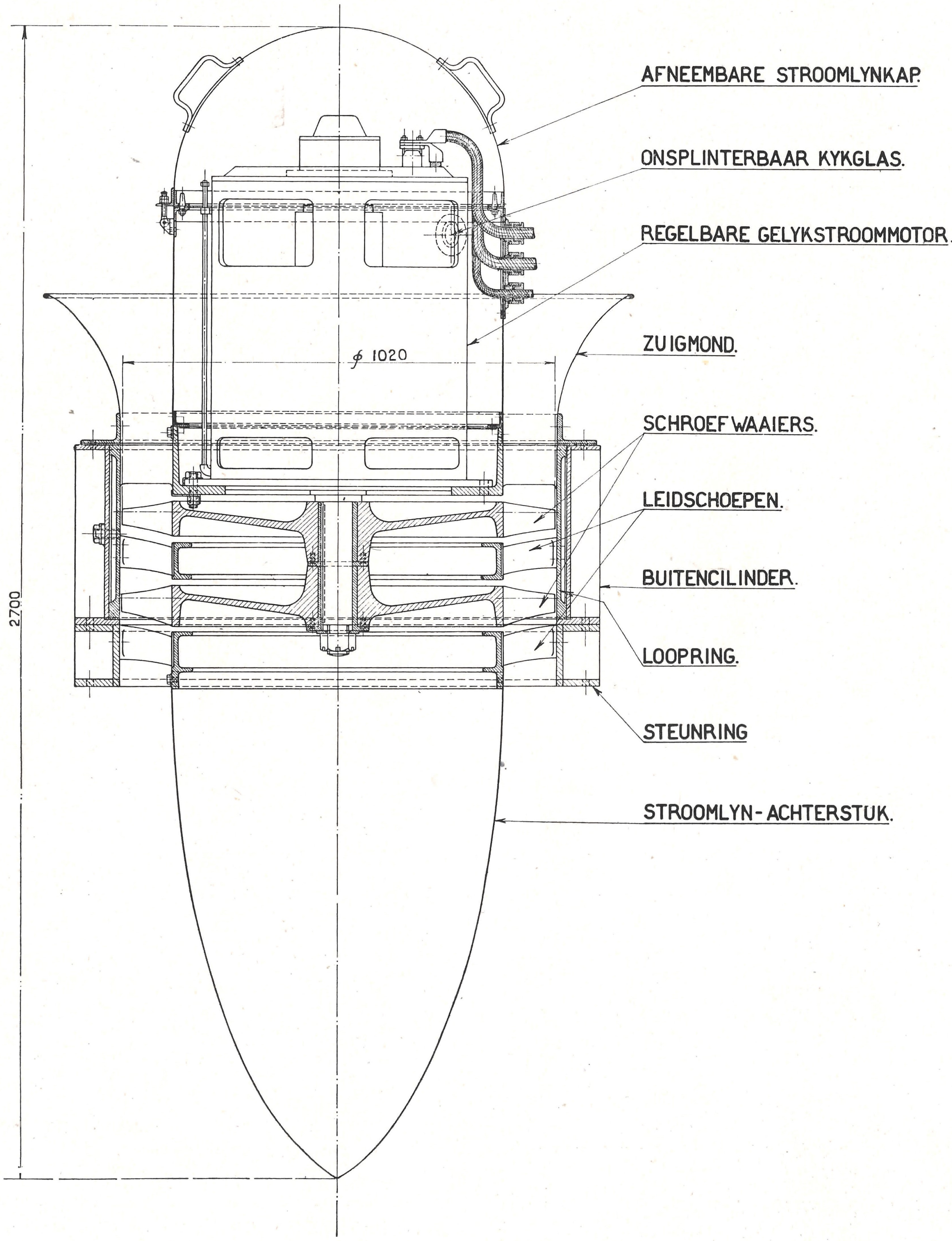


Fig. 10. ONDERWINDVENTILATOR

en komt dan in de conus, welke 4 tangentiale gleuven vertoont. In den verstuiver komt de olie derhalve in een zeer snelle rotatie en treedt dan door de verstuiveropening naar buiten als fijn verstoven brandstof.

Behalve door de verstuiveropening kan de olie ook door een aantal gaatjes naar de binnenpijp stroomen. Deze oliehoeveelheid is geheel te regelen door den afsluiter in de afvoerleiding, welke in verbinding staat met deze binnenpijp, meer of minder te openen.

Aangezien nu steeds een constante hoeveelheid olie naar de branders geperst wordt, gaat er steeds minder door de verstuiveropening naar de ketels, naarmate de binnenpijp meer olie laat terugstroomen. De rotatie van de olie in den verstuiver wordt echter niet minder, immers de snelheid in de schuine kanalen blijft dezelfde bij alle belastingen, zoodat de verstuiving ook bij kleine belasting gunstig blijft. Hierin ligt de oorzaak van de groote regelbaarheid.

De verbrandingslucht stroomt door het straalpijpvormige mondstuk en den mondsteen in den vuurhaard, na door het luchtregister, met schuine instelbare schoepen, eveneens een sterke rotatie verkregen te hebben.

Het is duidelijk, dat op deze wijze een fraaie verbranding mogelijk is, met een vlam, die zich door den vorm van den verstuiver mooi aanpast aan de vuurhaardafmetingen.

De afvoerpijpjes van elken brander zijn vereenigd op een voor alle ketels gezamenlijke leiding, waarin een hoofdregelafsluiter is geplaatst. Men zie hiervoor fig. 8.

Door dezen afsluiter te regelen, beheerscht men den druk in de afvoerleiding en daardoor de capaciteit van de branders van alle ketels tegelijk. De bedoeling is, dat men dus met één afsluiter de vlammen in alle ketels op en neer kan laten gaan als de vlammen van een gasbrander.

Het spreekt vanzelf, dat ook elke ketel afzonderlijk, zelfs iedere brander afzonderlijk kan worden ingesteld.

De gezamenlijke regeling heeft behalve zijn eenvoud en snelheid, nog het belangrijke voordeel, dat de ketelpijpen en vooral ook de oververhitterpijpen steeds gelijkmatig verhit worden, in tegenstelling bv. met den toestand, waarbij men

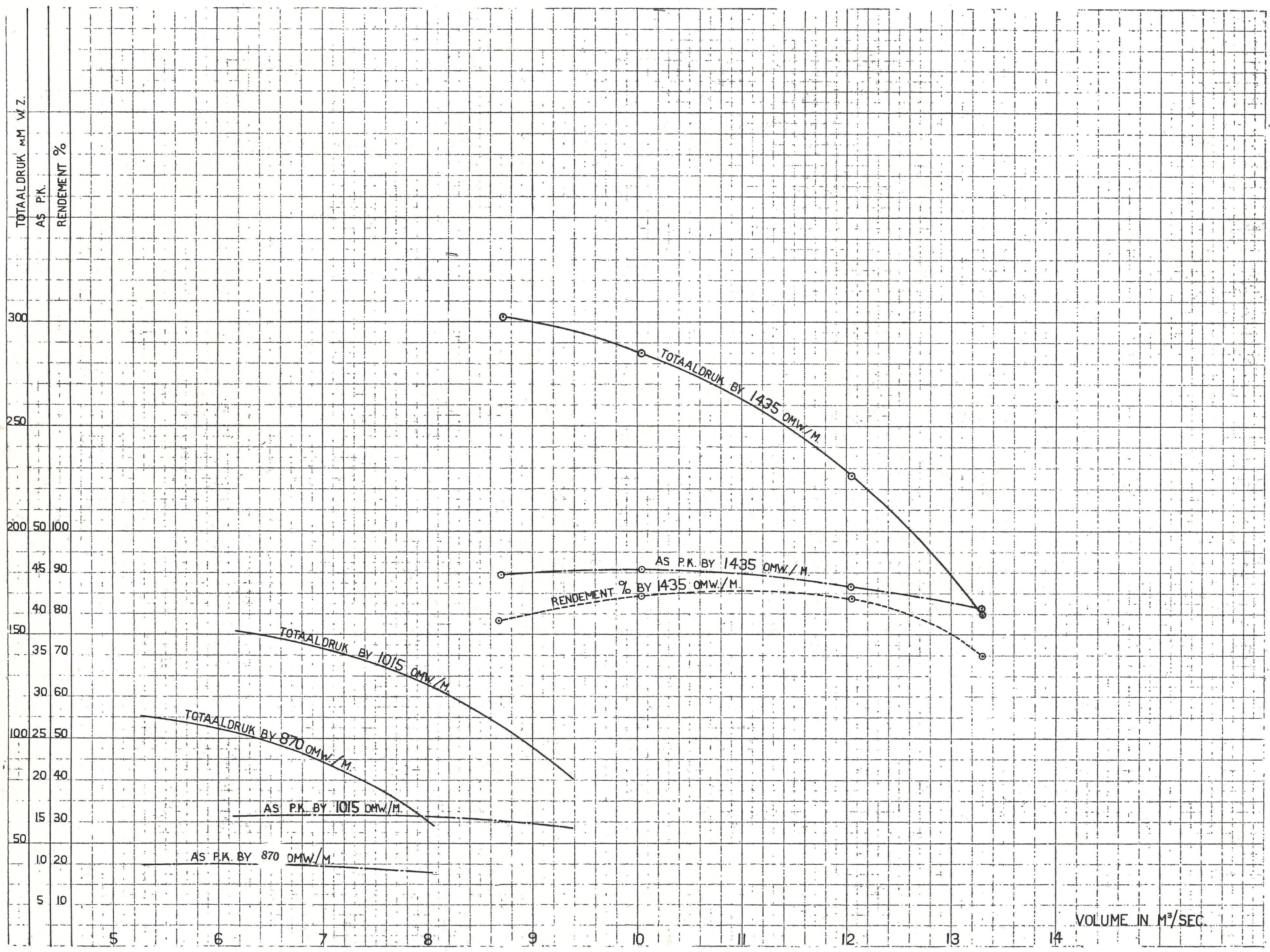


Fig. 11. KARAKTERISTIEK VAN DE ONDERWINDVENTILATOREN

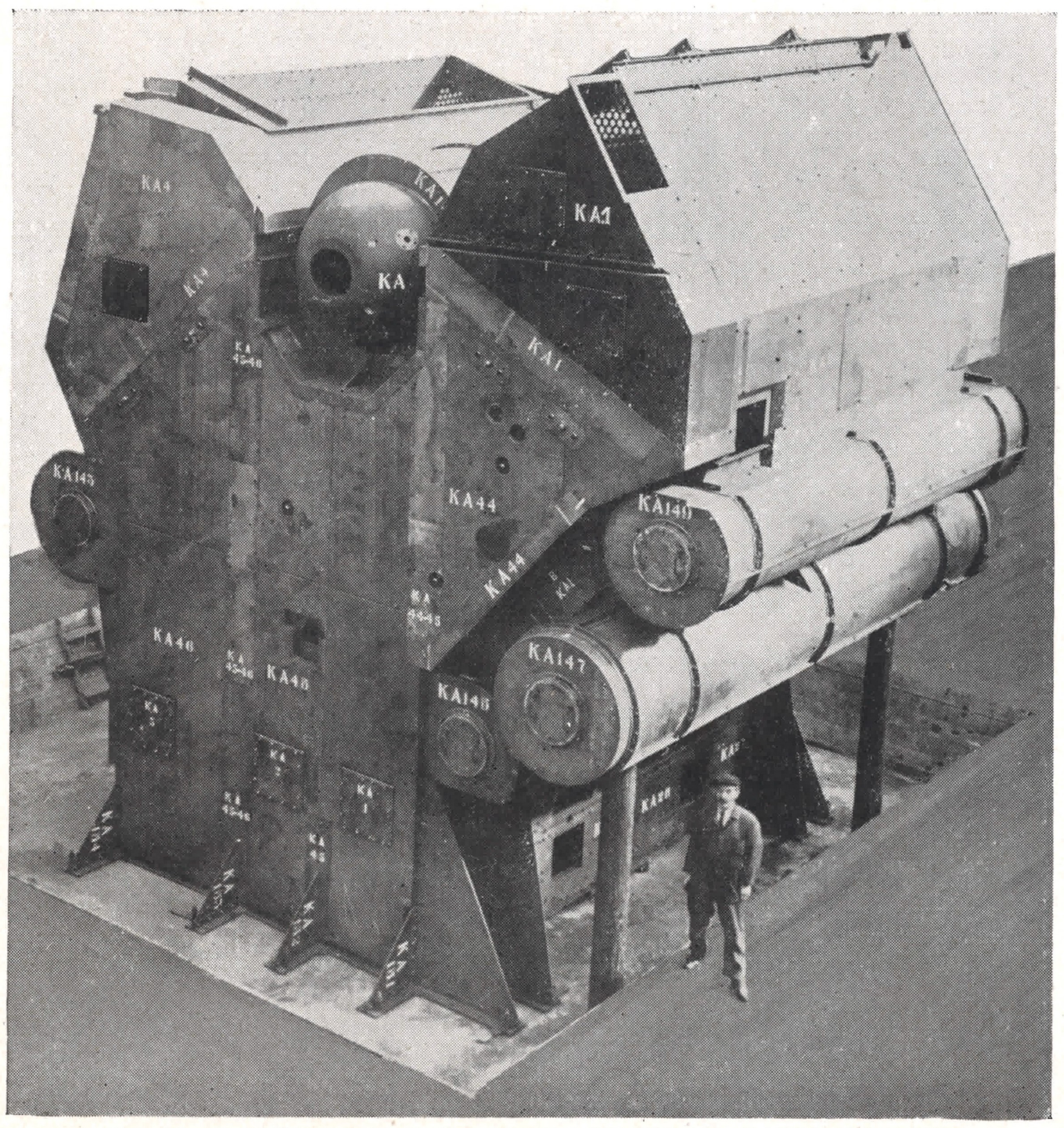


Fig. 13. KETEL TIJDENS MONTAGE IN DE WERKPLAATS

een brander zou moeten afzetten, om de gevraagde stoomproductie niet te overschrijden.

Ten einde het geheele ketelbedrijf te kunnen overzien en de goede werking voortdurend te kunnen controleeren, is centraal tusschen de ketels een ketelmeetbord geplaatst, bestaande uit 8 paneelen. Het bord is dubbelzijdig en heeft aan elke zijde 4 paneelen, 1 voor meting van de voedingwaterhoeveelheid en verder telkens 1 voor de 3 ketels aan S.B.- respectievelijk B.B.-zijde.

Fig. 9 geeft één zijde van het bord weer.

Elk ketelpaneel heeft bovenaan een „Igema" afstandspeilglas en een grooten manometer voor den stoomdruk na den oververhitter. Verder aan de linkerzijde van elk paneel een CO_2 meter en meters voor de temperatuur in °C. van stoom, rookgas nà luchtverhitter en lucht vóór de branders, en aan de rechterzijde van elk paneel de meters voor $CO + H_2$ en meters voor de drukken van lucht vóór de branders, in den vuurhaard en in den voet van de trekking.

In het bord zijn verder de shuntregulateurs en ampèremeters ingebouwd van de onderwindfans, welke gestart en gestopt kunnen worden door de drukknoppen.

Het meest linksche paneel bevat behalve de voedingwatermeters ook de ampèremeters, regulateurs en start- en stopknoppen van de ventilatiefans. De instrumenten zijn van „Siemens".

Als men verder bedenkt, dat de zooeven genoemde hoofdregelklep voor de branders in de buurt van dit ketelbord wordt

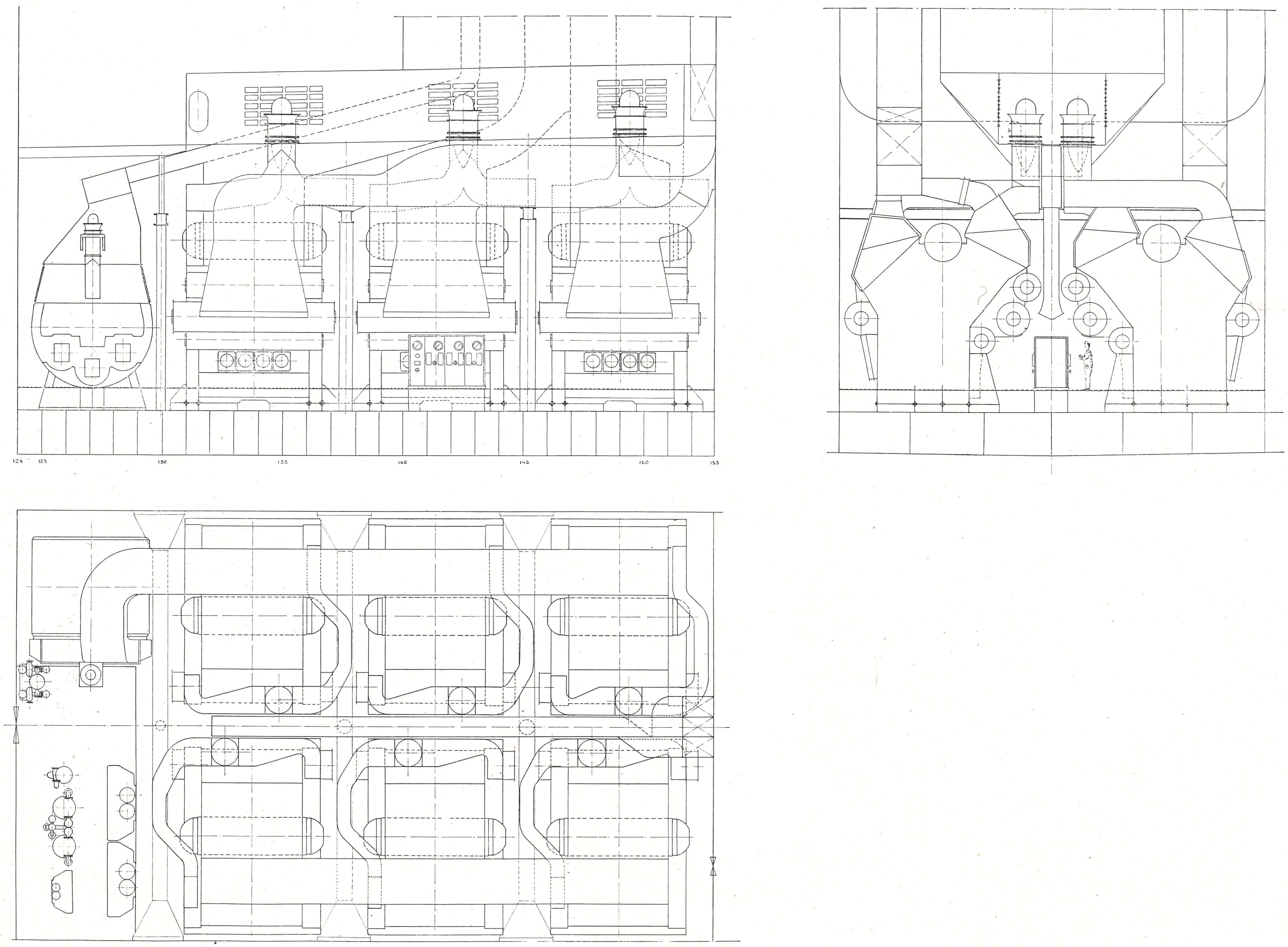
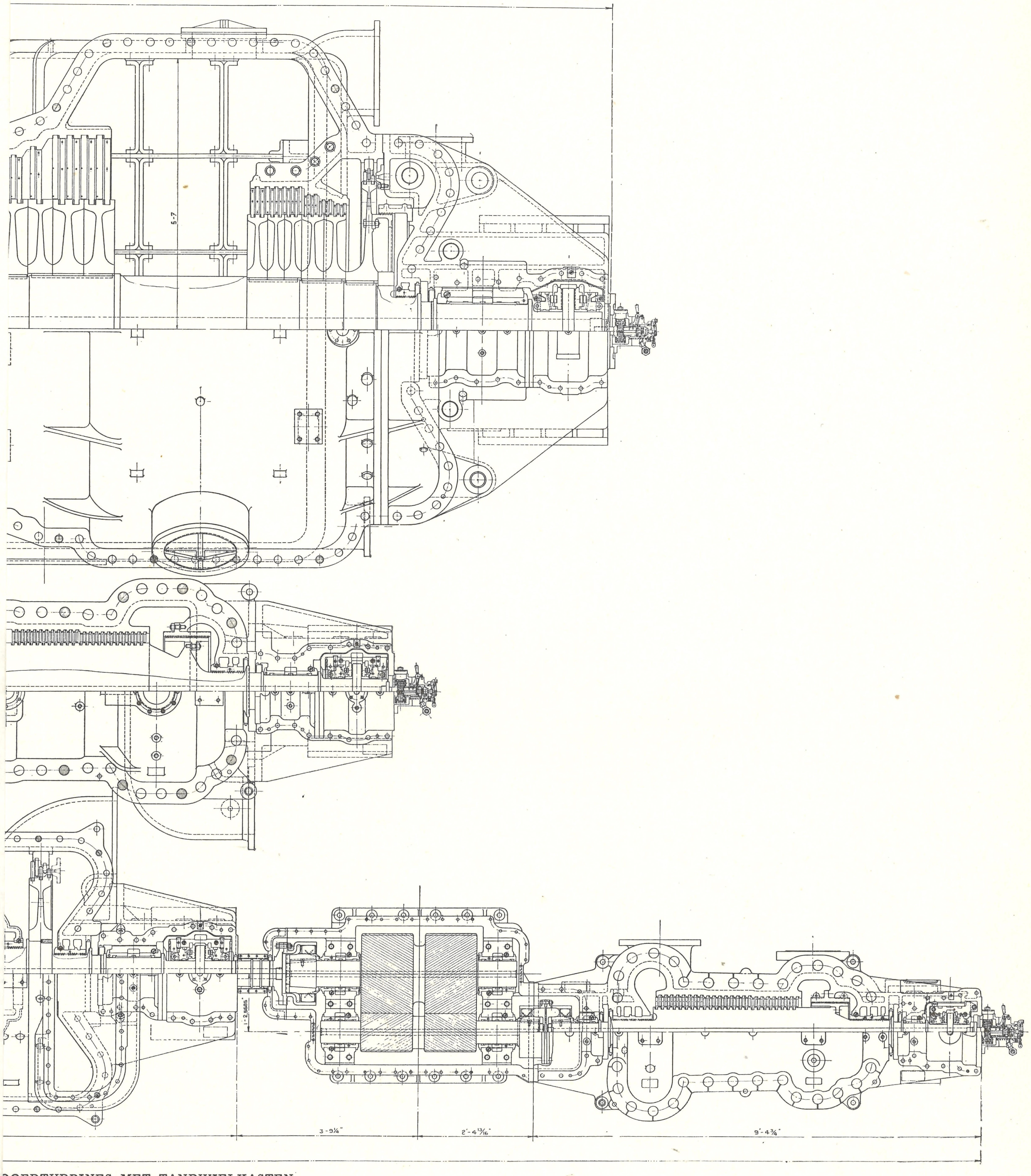


Fig. 12. INRICHTING KETELRUIM



OOFDTURBINES MET TANDWIELKASTEN


Fig. 14. ALGEMEEN PLAN VAN HOOFDTURBINES MET TANDWIELKASTEN

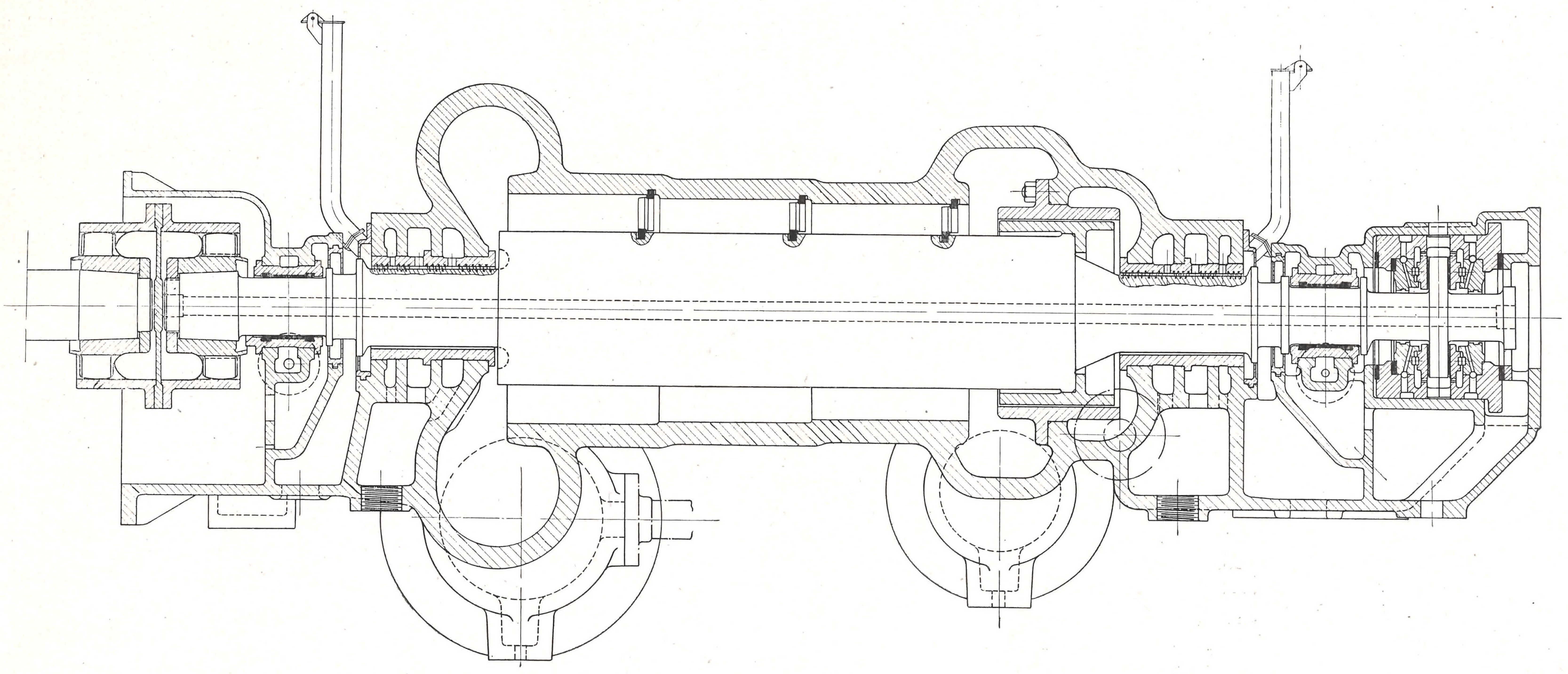


Fig. 15. VOORSCHAKELTURBINE

opgesteld, dan blijkt wel, dat men dit geperfectionneerde bedrijf geheel centraal kan overzien en regelen.

Een verder interessant detail zijn de „Aerex" onderwindfans, waarvan fig. 10 de inrichting duidelijk maakt.

Men lette op den mantelgekoelden motor, waarbij de onderwind tevens koellucht is, de twee propellers, de leidschoepen en het stroomlijnvormige onderstuk. De fan staat verticaal en blaast in de gesplitste luchtleiding naar den luchtverhitter.

Fig. 11 vertoont de Q—H kromme bij verschillende toerentallen. Het toerental is regelbaar van 870 tot 1431 per minuut, terwijl de totale druk hierbij varieert tusschen ± 100 mm en 300 mm waterkolom.

Opmerking verdient de gunstige karakteristiek, welke nooit een overbelasting van den motor veroorzaakt en het hooge rendement, dat bij deze fans tot circa 85 % is vastgesteld.

Fig. 12 geeft nog de geheele inrichting van het ketelruim

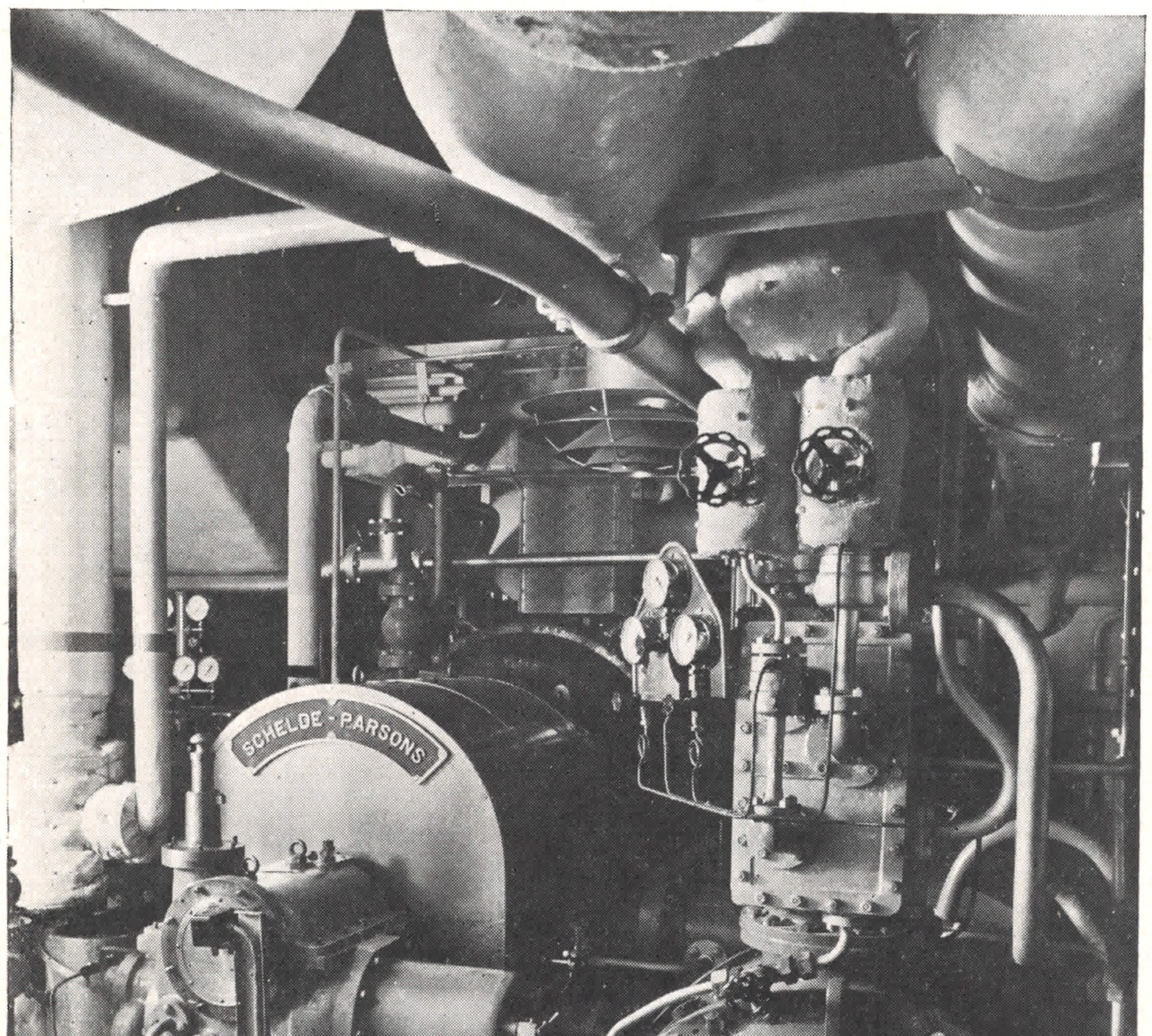


Fig. 16. GEZICHT OP HOOFDTURBINES

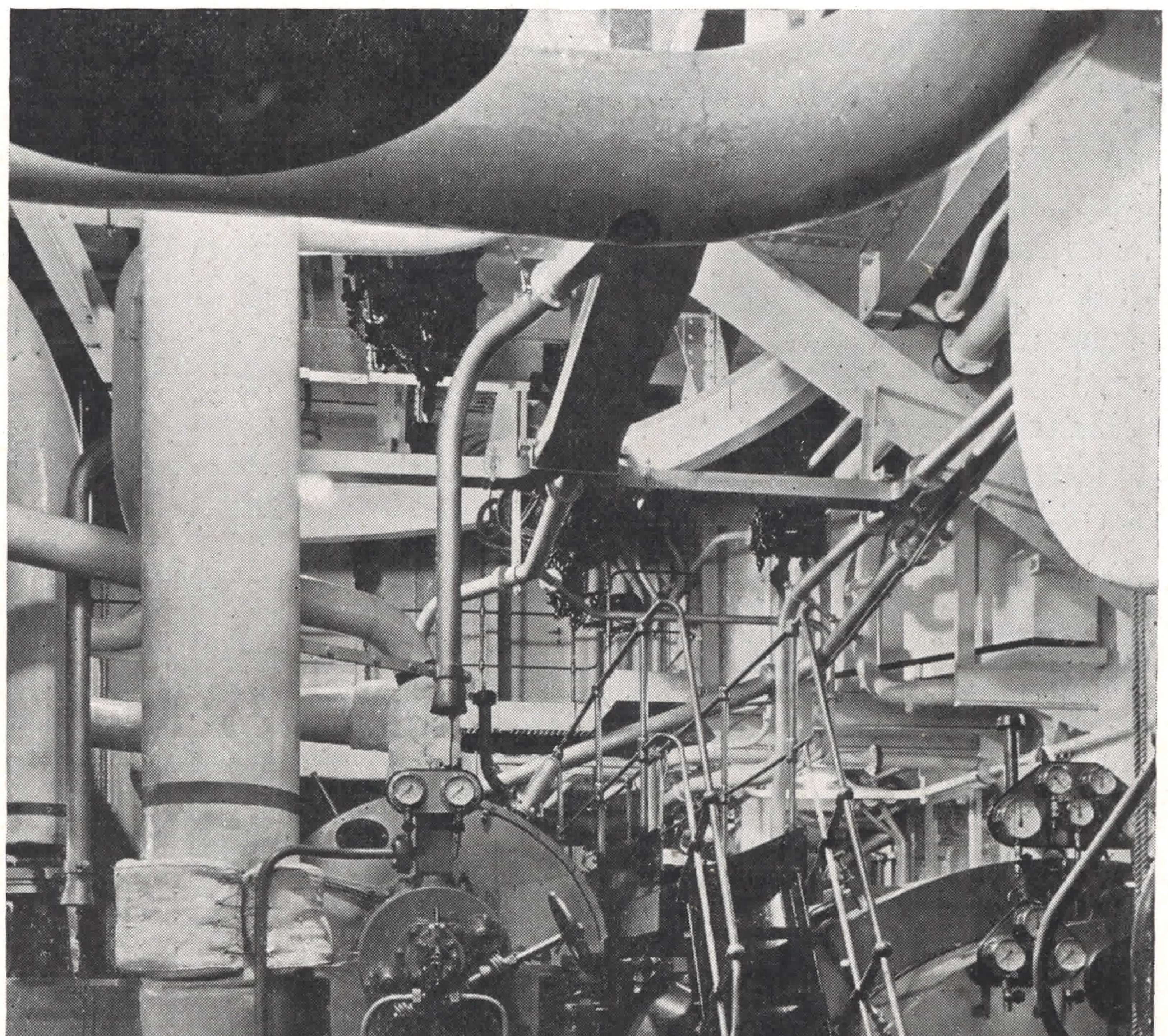


Fig. 17. GEZICHT OP S.B.-HOOFDTURBINES

weer. Men lette op de fankamer, de fans, de onderwindleidingen naar elken ketel, de ventilatieleiding met haar groote blaasmonden en de plaats van het ketelbord.

De foto fig. 13 vertoont één der ketels tijdens montage in de ketelmakerij.

Hoofdturbines en tandwielkasten

Zooals reeds is vermeld, bedraagt het vermogen, dat de turbines op elke as overbrengen, 17.000 apk bij 131 omwentelingen

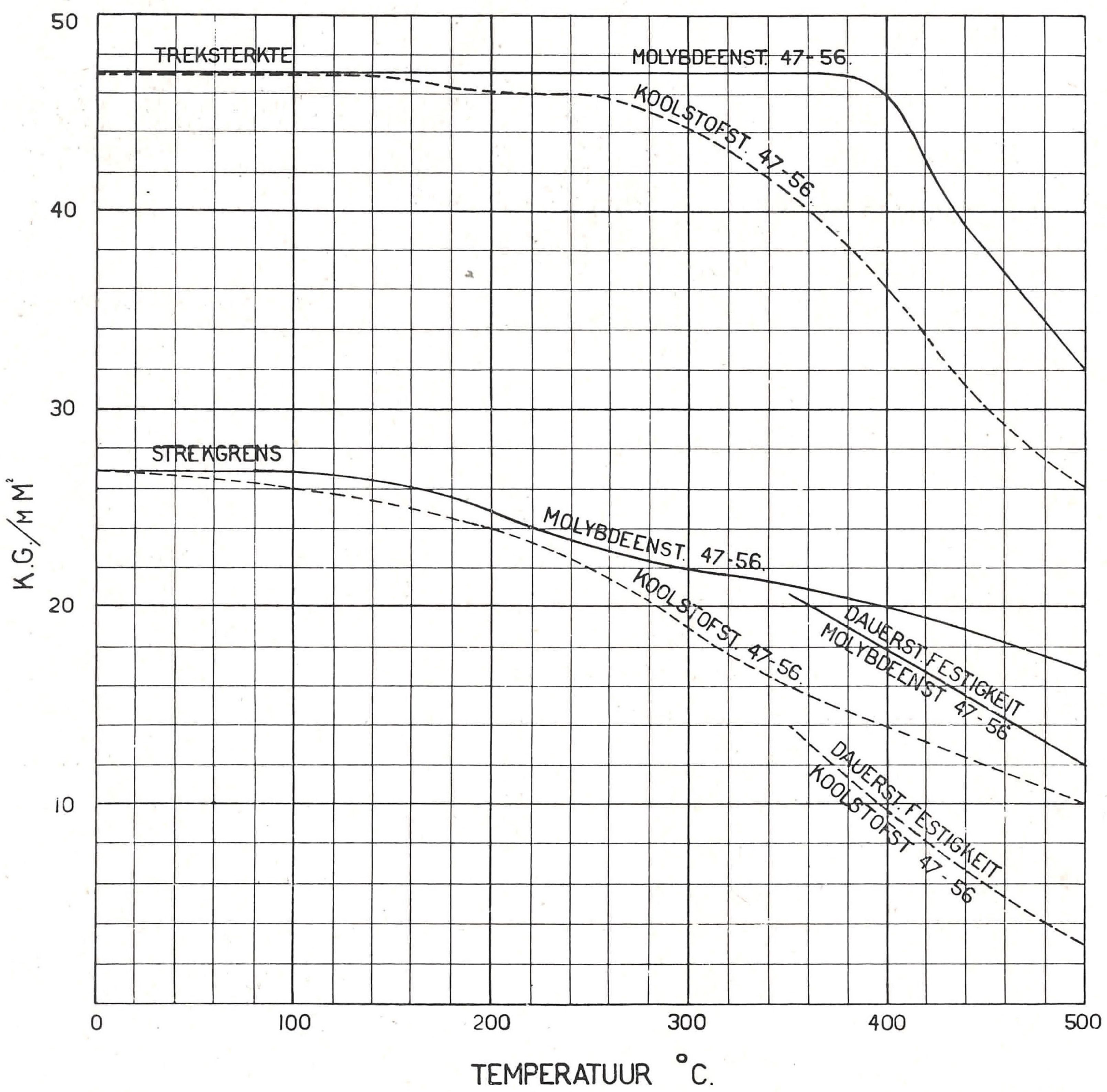


Fig. 18. MATERIAAL-EIGENSCHAPPEN VAN KOOLSTOFSTAAL EN MO-HOUDEND STAAL BIJ HOOGE TEMPERATUREN

van de schroef. De stoom treedt de turbines binnen met een druk van 35 kg/cm² en een stoomtemperatuur van 390° C. De expansie van den stoom geschiedt in 4 turbines per schroefas, nl. eerst in een voorschakelturbine, welke met betrekkelijk hooge snelheid draait en waarin de stoom reeds geëxpandeerd wordt tot circa halven druk, nl. tot 17,56 ata en 309° C.

Daarna doorstroomt de stoom de H.D.-, M.D.- en L.D.-turbines en komt dan in de condensors met een absoluten druk van 0,043 ata.

Uit het Mollier-diagram (zie „Schip en Werf" No. 5, blz. 69) blijkt, dat de expansie in de eerste drie turbines vrijwel geheel in het oververhittingsgebied verloopt en alleen de L.D.-turbine met verzadigden stoom werkt. Bij de uittrede uit de laatste schoepenkrans van de L.D.-turbine bedraagt de vochtigheid 11 %.

De totale warmteval is zoodanig verdeeld, dat de L.D.-, de H.D.- en de M.D.- + V.S.-turbine te zamen bij vollast een ongeveer even groot vermogen ontwikkelen. De V.S.- en M.D.-turbine zijn nl. onderling gekoppeld met tusschenschakeling van een tandwielkastje, zoodat ten slotte het groote tandwiel der reductie aangedreven wordt door 3 rondsels.

Fig. 14 vertoont de opstelling van de turbines met de tandwielkasten en de samenhang zal zonder veel toelichting duidelijk zijn.

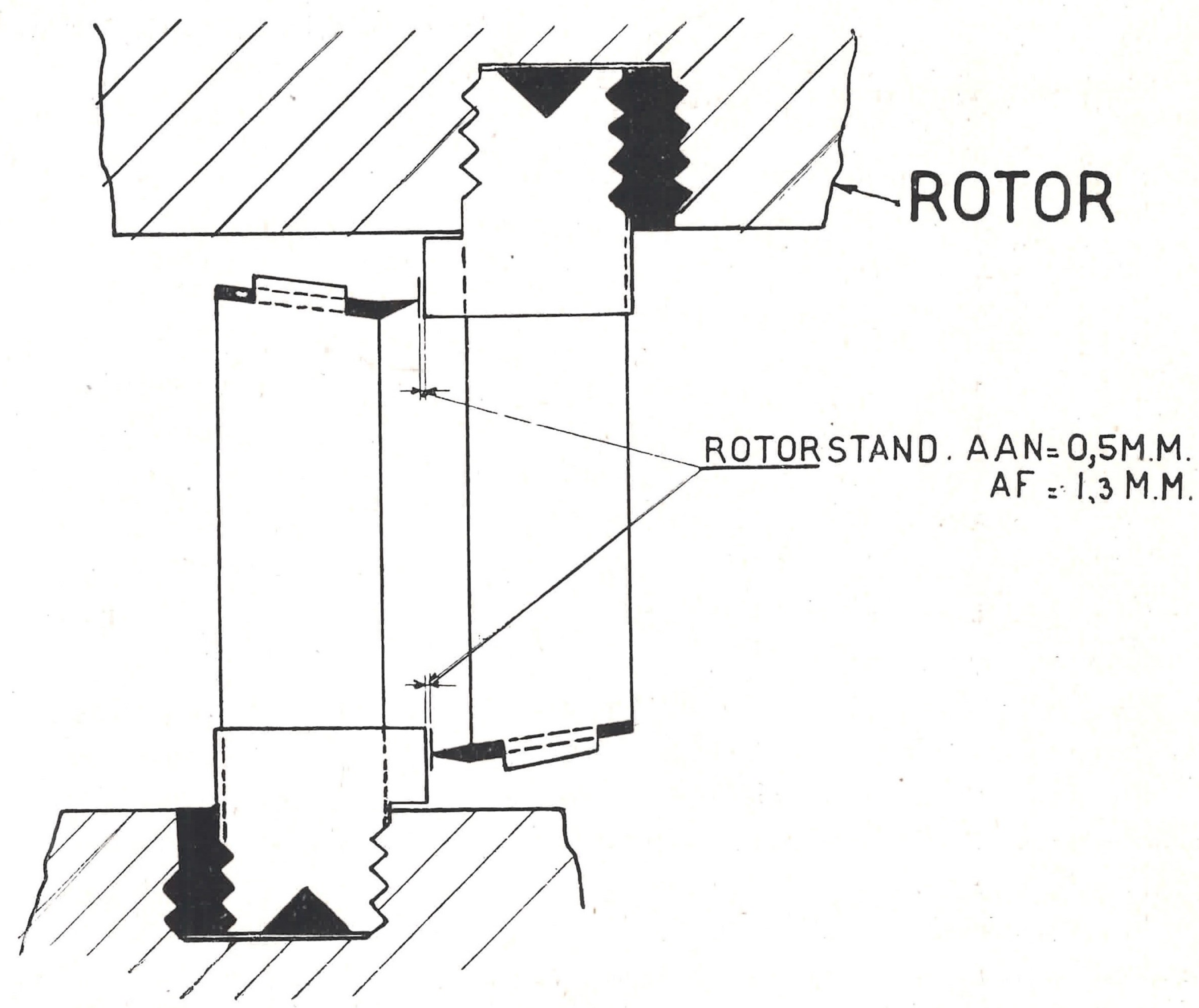


Fig. 19. REACTIE-SCHOEPEN MET EINDAFDICHTING

Achtereenvolgens ziet men de V.S.-, M.D.-, H.D.- en L.D.-turbine met de flens voor den condensor, de rondsels en het groote wiel van de tandwielreductie.

De achteruit-turbines zijn aangebracht in de M.D.- en L.D.-turbine en wel de H.D.- en L.D.-achteruit-turbines. Men ziet reeds, dat uitsluitend de achteruit-turbines gelijkdrukraderen hebben en deze geheel ontbreken bij de vooruit-turbines. Zooals reeds medegedeeld, is het veel gebruikelijke Curtiswiel bij de stoomintree voor vooruit niet toegepast, ten einde een, zij het ook niet zeer groote, winst aan zuinigheid te boeken.

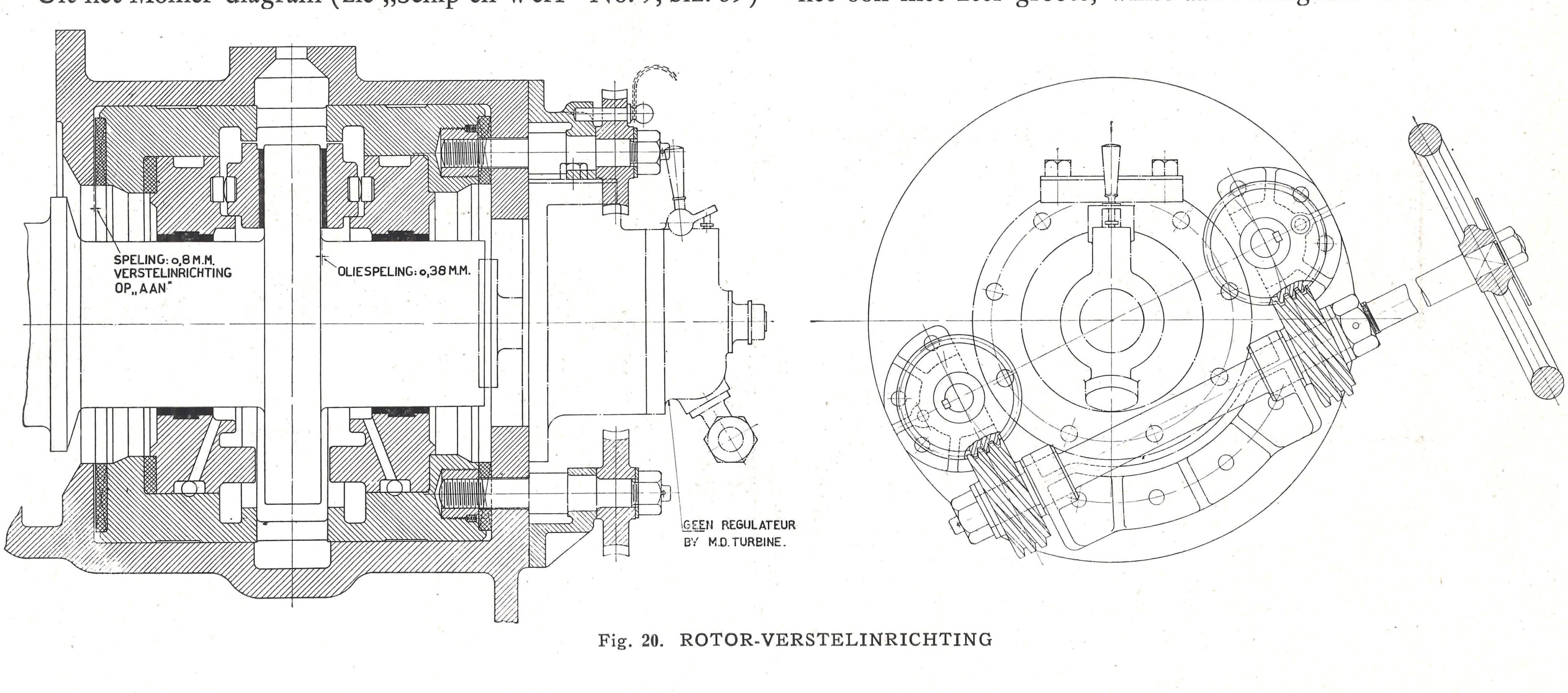


Fig. 20. ROTOR-VERSTELINRICHTING

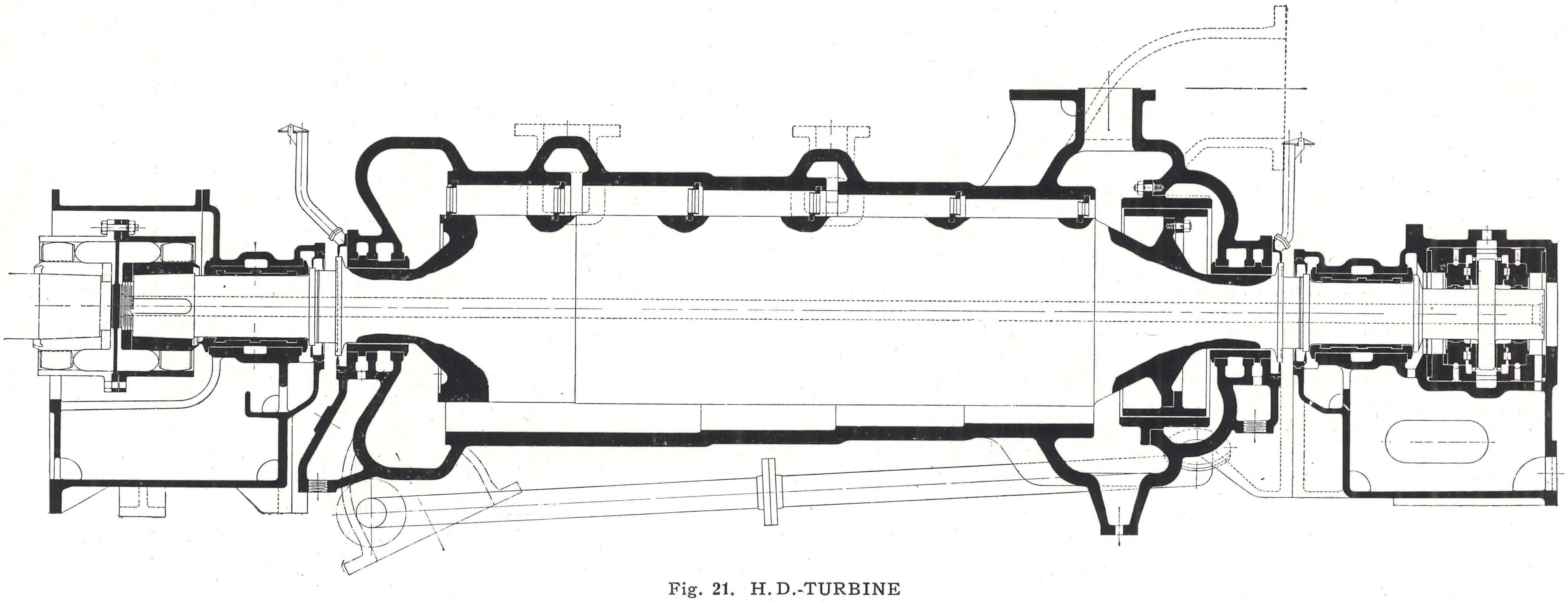


Fig. 21. H.D.-TURBINE

Verdere bijzonderheden volgen aan de hand van afbeeldingen van de respectievelijke turbines.

Allereerst de *voorschakel-turbine*. Hoewel de kleinste, de trommel-diameter bedraagt slechts ± 30 cm, zal deze wat meer in details besproken worden, omdat dezelfde bijzonderheden gedeeltelijk ook terugkomen bij de daarop volgende turbines.

De temperatuur van den stoom beweegt zich hier tusschen 400° C. bij intree en 300° C. bij uittree.

Het materiaal voor het huis moest dus in de eerste plaats uit staal bestaan en hier is dan gebruikt gegoten staal met 0,5 % molybdenium.

Machinedeelen, welke hoog belast zijn en bovendien een hooge temperatuur hebben te verduren, kunnen, wat de materiaaldikte betreft, niet berekend worden met als basis de normale treksterkte van het materiaal, doch dan treedt daarvoor in de plaats de strekgrens bij die hooge temperatuur, of beter nog de kruipwaarde (dauerstandfestigkeit, creeplimit). Bij 400° C., dus in het geval van de *Nieuw Amsterdam* voor alle verschen stoom voerende deelen, daalt de treksterkte en rek reeds aanzienlijk ten opzichte van de waarde bij kamertemperatuur, terwijl bij hooge belastingen het materiaal blijft rekken, zg. kruipen. Ten einde veilig te zijn tegen dit laatste wordt de kruipwaarde van het materiaal bepaald. Hiermede bedoelt men dan de grensspanning bij een temperatuur, waarbij de reksnelheid van een proefstaaf een vastgestelde waarde niet overschrijdt.

Een proefstaaf bv. welke een temperatuur heeft van 400° C. en belast is met bv. 20 kg/mm², wordt voortdurend langer naarmate men de belasting maar langer laat bestaan. Men kan dan de reksnelheid bepalen, en deze wordt natuurlijk kleiner, naarmate de belasting afneemt.

Als vergelijkbasis heeft men een reksnelheid aangenomen, nl. van 0,001 % per uur tusschen het 25ste en 35ste uur van de trekproef bij een bepaalde temperatuur. De specifieke belasting van de staaf, waarbij deze reksnelheid optreedt, is de zg. kruipwaarde bij die temperatuur.

De grafiek (fig. 18) vertoont nu twee staalsoorten van gelijke treksterkte bij kamertemperatuur, echter heeft de eene een toevoeging van 0,5 % molybdeen. Het verschil in gedrag is duidelijk.

Keeren wij thans terug naar de V.S.-turbine (fig. 15).

De rotor is massief, behoudens een centrale boring, welke slechts dienstig is voor controle van het materiaal. Verder is de blinde zuiger zichtbaar, de labyrinthpakkingbussen, welke hier

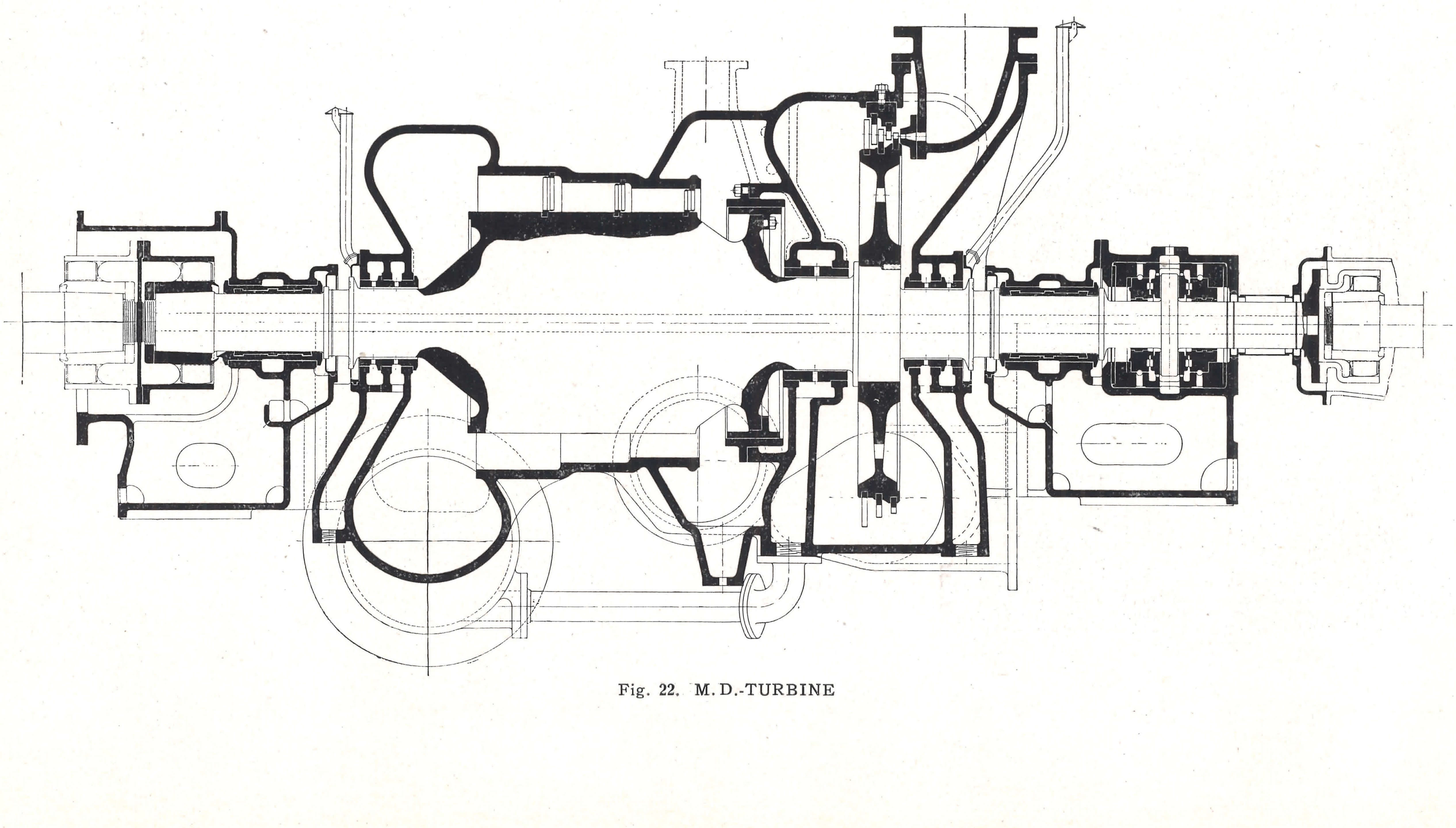


Fig. 22. M.D.-TURBINE

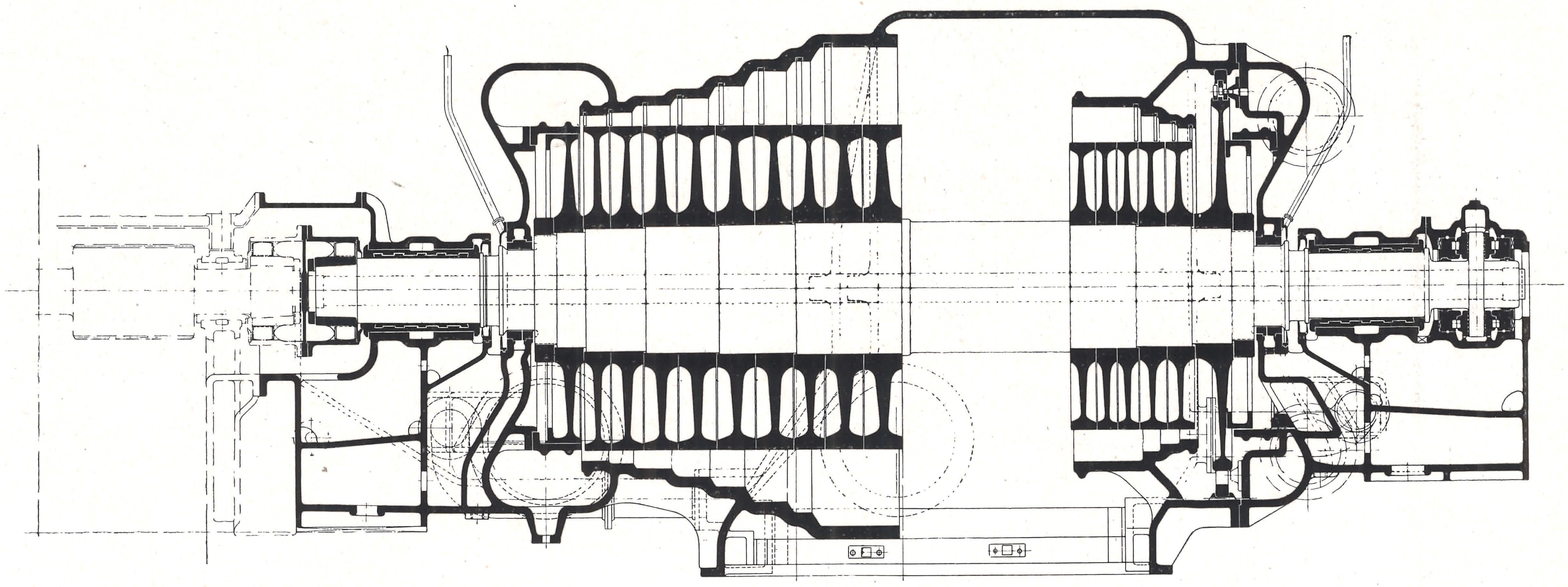


Fig. 23. L. D.-TURBINE

uit drie kamers bestaan, de metalen, verder het stuwblok, de askoppeling en de aan- resp. afvoerpoorten.

De rotor is beschoept met reactie-schoepen en men ziet reeds een aanduiding, dat de schoepen een aan één zijde verbreeden dekband hebben, welke dicht aansluit tegen den schoepvoet van de naastliggende schoep, de zg. *einddichte beschoeping*.

Een volgende afbeelding zal dat duidelijker toonen, alsook de bevestiging van de schoep in den rotor en in het huis, doch er zij op gewezen, dat de spleetverliezen klein gehouden worden door de axiale speling tusschen de dekbanden en schoepvoeten van elk schoepenkranspaar (leid- en loopschoepkrans) tot een minimum te verkleinen. De radiale speling kan dan groot genomen worden, hetgeen vanzelfsprekend gunstig en veilig is te noemen in verband met mogelijke vormverandering van huis of rotor.

De kleine axiale speling zou echter een gevaar inhouden indien, zooals bv. bij manoeuvreeren, plotselinge temperatuurwisselingen en daardoor lengte-veranderingen ontstaan en waardoor aanloopen van de dekbanden het gevolg zou kunnen zijn. Daarom heeft elke turbine met einddichte beschoeping een inrichting, waarmede de rotor in de stoomrichting iets verschoven kan worden.

Deze rotor-verstelinrichting zit in het stuwblok en het verstellen van den rotor komt feitelijk neer op het verschuiven van het stuwblok in den turbinestoel. Ook hiervan volgt nog een duidelijke afbeelding, doch eerst dient gewezen te worden op de pakkingbus. Deze is voorzien van radiale afdichtingen, in tegenstelling met de blinde zuigers, welke axiale labyrinthen hebben. De uitlaatdruk van $\pm$ 17 ata moet afgedicht worden tegen de buitenlucht en om de stoomverliezen zooveel mogelijk

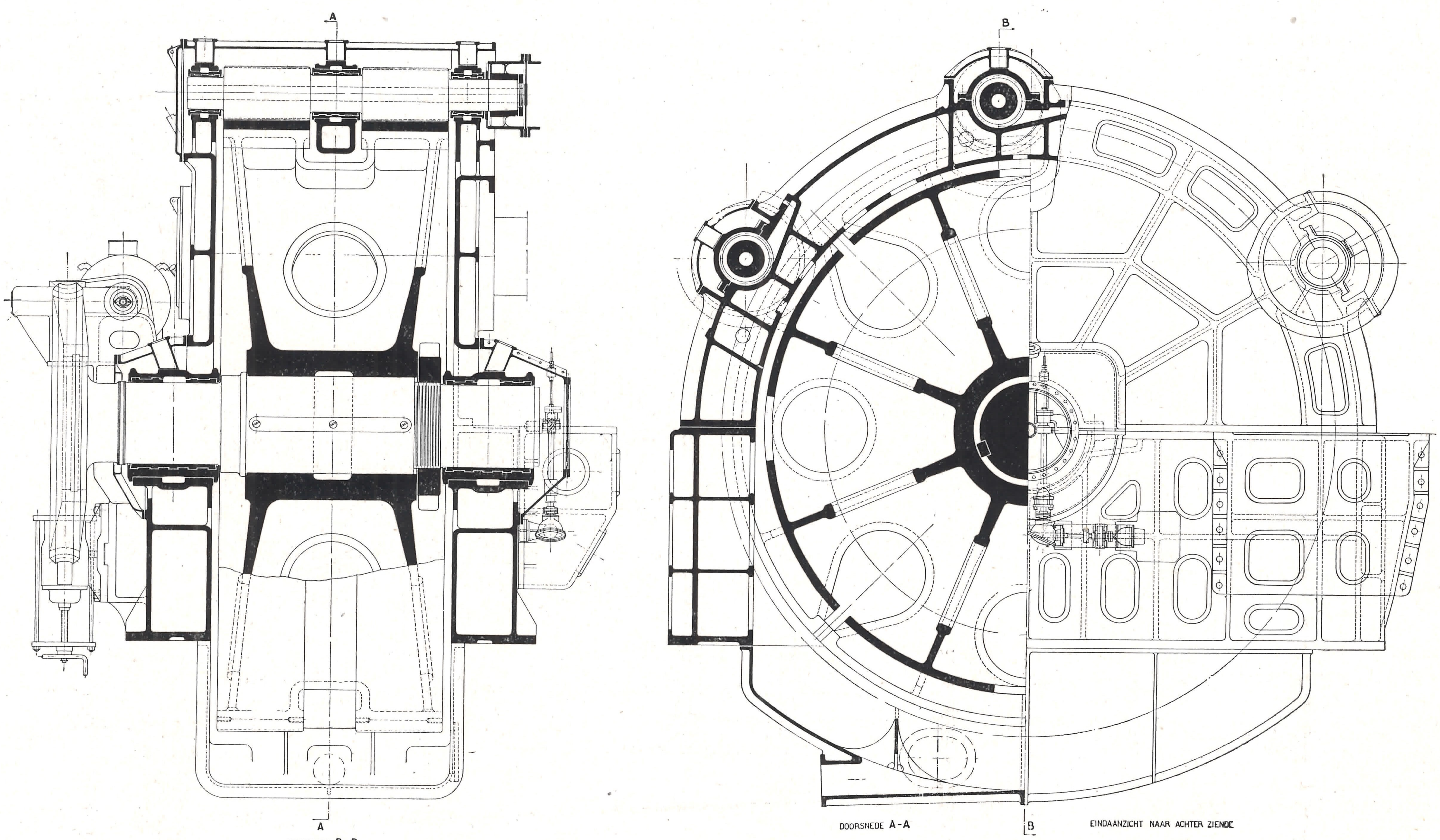


Fig. 24. TANDWIELREDUCTIE

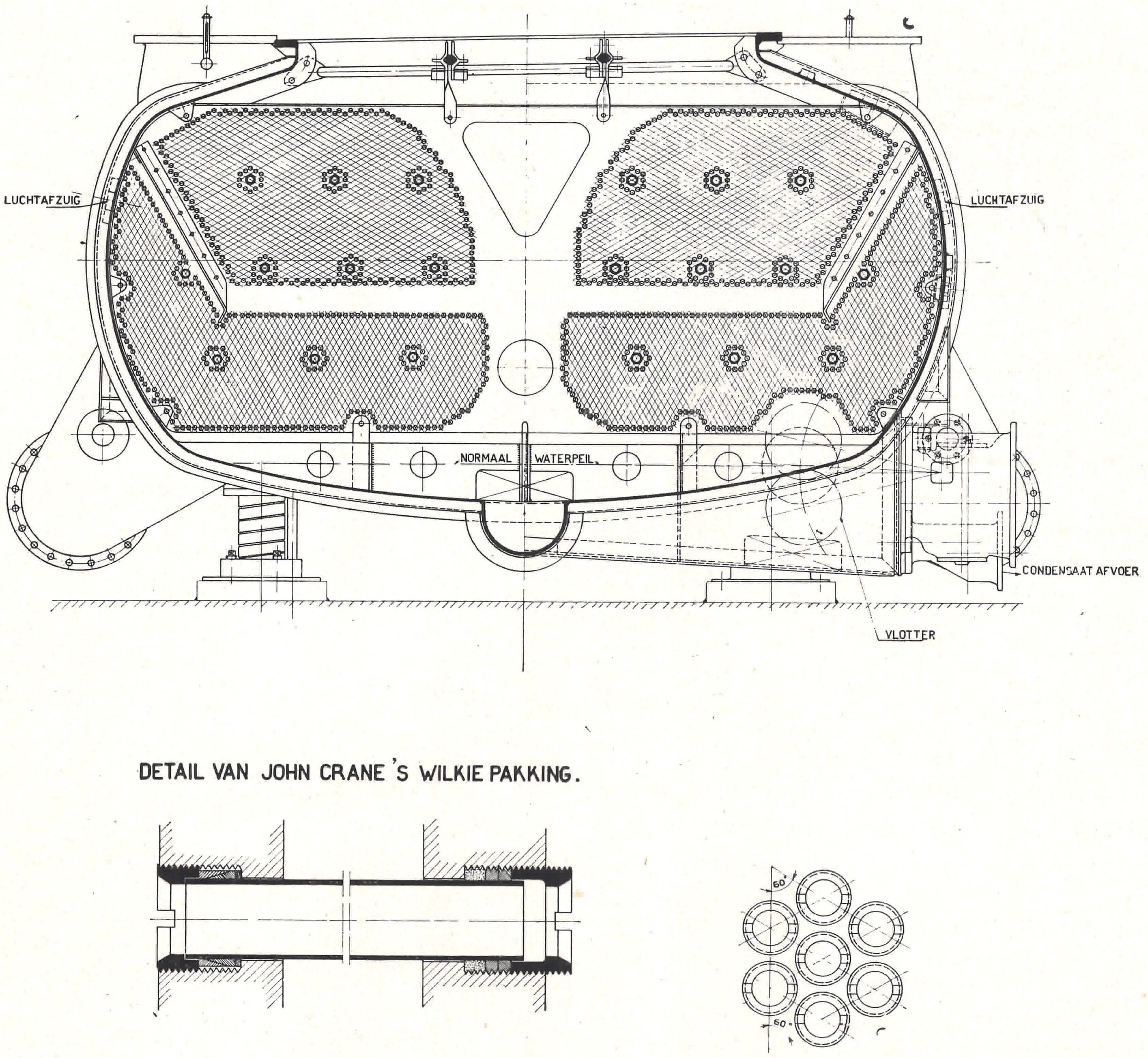


Fig. 25. HOOFDCONDENSOR

te beperken is de pakkingbus verdeeld in drie kamers (fig. 15). De eerste is verbonden met den inlaat van den M.D.-cylinder, heeft dus bij vollast een druk van circa 4 ata, de middenkamer met het midden der L.D.-turbine en heeft dus een onderdruk, terwijl de buitenkamer met een stoomreservoir constant in verbinding blijft. De druk in dit reservoir wordt onder een zeer geringen overdruk gehouden. Nimmer behoeft dus een groote stoomstraal uit het stoompijpje der stoomgland te komen, terwijl de lekstoom nog nuttig gebruikt wordt in de turbines.

In fig. 19 is een stel reactie-schoepen weergegeven zooals deze zijn uitgevoerd in de V.S.-, H.D.- en M.D.-turbines.

De reactie-schoepen zijn vervaardigd van roestvrij ijzer en worden op de juiste lengte afgeknipt van staven profielmateriaal. De onderlinge afstand van de schoepen wordt verkregen door vulstukjes van specialen vorm tusschen de schoepen aan te brengen, waardoor een verbreede voet wordt gevormd, die straks zal dienen voor de axiale spleetafdichting.

De fabricage van de beschoeping, in vogelvlucht gezien, is als volgt:

De afgeknipte stukken profiel worden in een gebogen houder geplaatst, telkens met een passend vulstukje er tusschen. Ongeveer 8 à 10 schoepen worden op deze wijze tot een segment samengevoegd, voorzien van een dekstrip en voorloopig onderling verbonden door een lasch, welke men op de afbeelding ziet. Daarna wordt het segment uit den houder genomen en de voet van het segment zorgvuldig gesoldeerd door onderdompeling in een bad met kopersoldeer, om dan verder in de draaierij ter bewerking gegeven te worden.

Aldaar worden de groeven in de voeten gedraaid, de einden van het segment in de juiste schuinte bewerkt en de bodem glad afgedraaid. Op deze wijze zijn dan segmenten verkregen, welke een sterk geheel vormen en welke nu in den rotor en het huis aangebracht moeten worden. Rotor en cylinder zijn voorzien van groeven met vertande zijden. De segmenten worden in de groeven geplaatst en de overgebleven ruimte van de cylinder- of rotorgroef opgevuld met borgstrippen, bestaande uit korte, zachtijzeren, van tanden voorziene vulstukjes, welke passend ingeschoven en daarna door hamerslagen wat gestuikt worden, zoodat alle ruimte volledig wordt opgevuld. Ten slotte, als de rotor en het huis beschoept zijn, worden de dekbanden nog gericht en gescherpt, waarna de montage van den rotor in het huis kan geschieden.

Deze einddichte beschoeping is gebruikt voor V.S.-, H.D.- en M.D.-turbines, en niet voor de L.D.-turbines. Voor deze turbine, met de groote schoeplengte, speelt natuurlijk de noodzakelijke topspleet een relatief geringe rol. Er is ook niet, zooals voor de drie voorgaande turbines, een rotor-verstelinrichting aanwezig. Deze inrichting vertoont fig. 20. Door aan het handwiel te draaien worden via een worm-overbrenging twee trekbouten gedraaid, die de huls, waarin het stuwblok zich bevindt, axiaal verschuiven.

In den stand „Aan', d. w. z. bij varen op zee, ligt de huls recht aan en is links een speling van 0,8 mm voorhanden. De kraag van het stuwblok ligt aan tegen de linker blokjes; er is dan de minimum speling tusschen de schoepen ingesteld. Door met het handwiel de huls terug te stellen, wordt deze speling met 0,8 mm vergroot.

Nog even aangeduid, bemerkt men de Aspinall regulateur.

Waar nu wat lang is stilgestaan bij de V.S.-turbine, kunnen wij de volgende turbines wat sneller doorloopen.

De *H.D.-turbines* (fig. 21) hebben eveneens een massieven rotor, aangezien de diameter nog slechts 63 cm bedraagt. Men herkent den typischen bouw van een reactie-turbine en be-

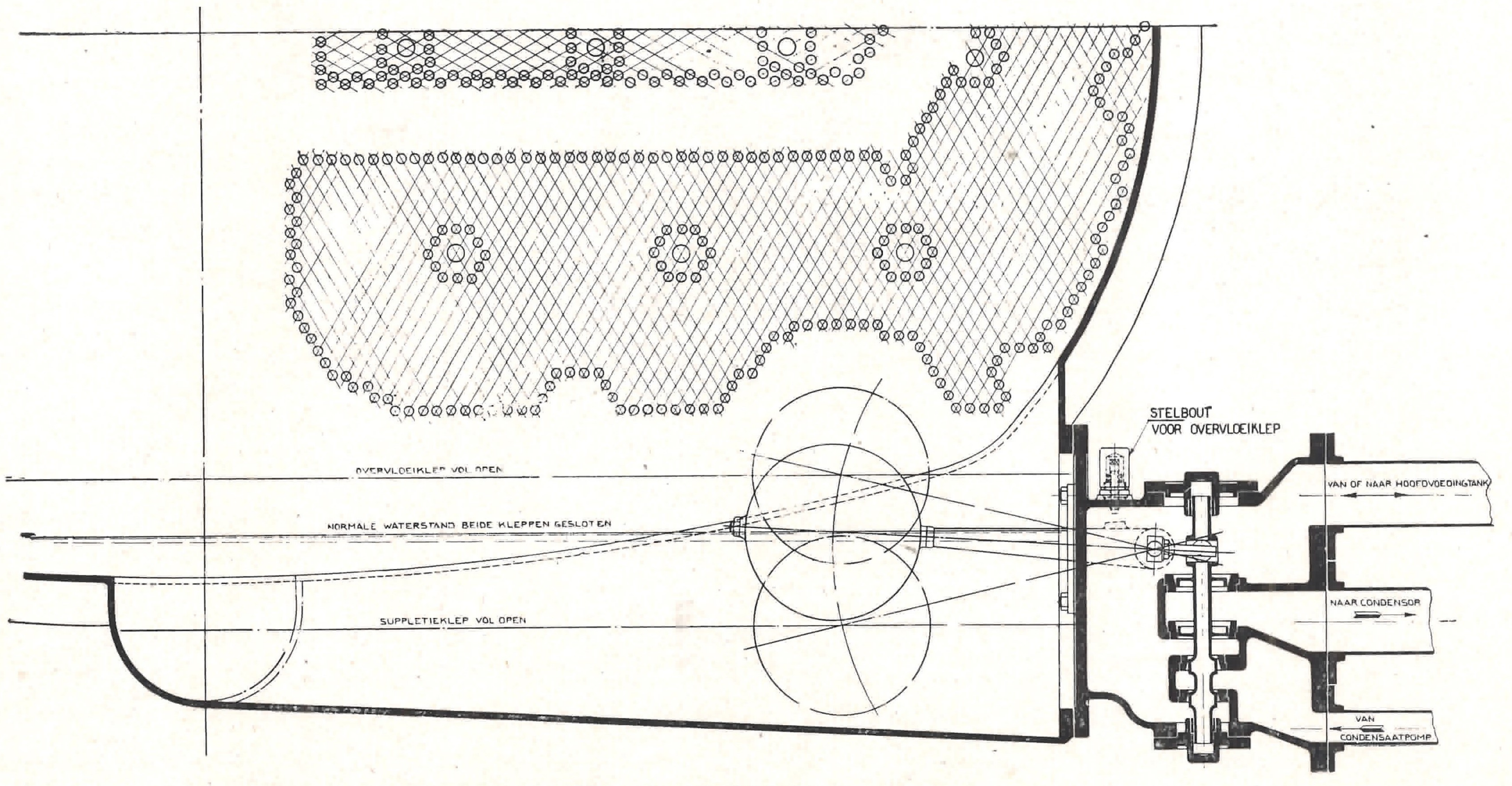


Fig. 26. VLOTTERKLEP

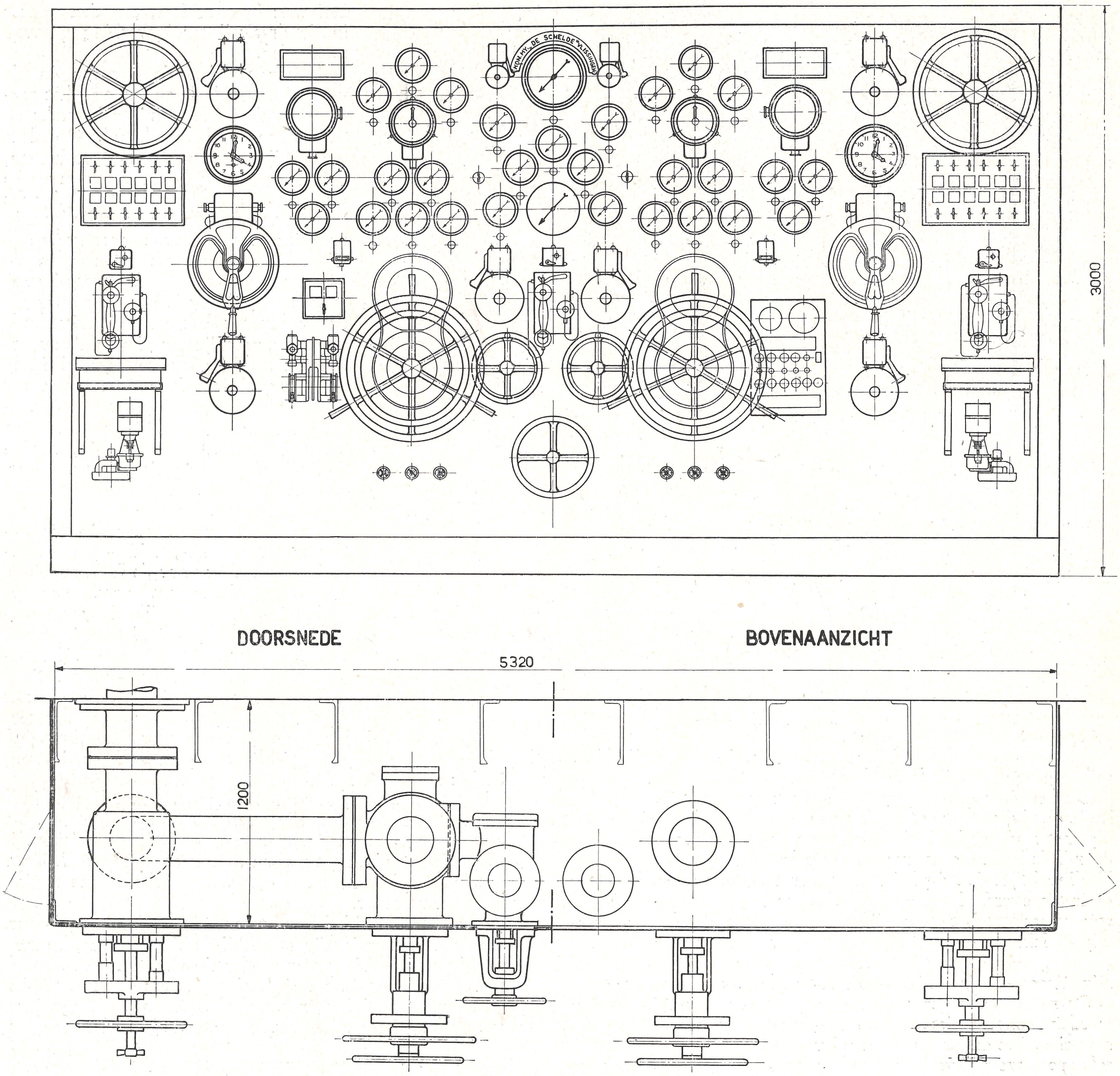


Fig. 27. MANOEUVREERBORD

merkt ook, dat de beschoeping wederom einddicht is. Het stuwblok is weer verstelbaar.

Men ziet ook aan de bovenzijde twee stompen, nl. de plaatsen waar stoom uit de turbines wordt afgetapt, nl.:

1°. bij een druk van 10 ata voor den H.D.-voorwarmer;
2°. bij een druk van 6 ata voor den hoteldienst en stoomverwarming.

Het huis is van gegoten staal, in verband met de hooge temperatuur en druk, de schoepen wederom van roestvrij ijzer, met monelmetalen strippen. Alle schoepen zijn eerst tot segmenten vereenigd als te voren beschreven. De pakkingbus heeft thans twee kamers, de binnenste staat weer onder geringen onderdruk, althans bij vollast, de buitenste is in verbinding met den stoompot.

De *M.D.-turbine* (fig. 22) heeft ook een gietstalen huis, te meer noodzakelijk, daar de H.D.-achteruit-turbine daarin is aangebracht.

De rotor is weer een massief smeedstuk en men herkent den blinden zuiger, de labyrinth pakkingbussen met twee kamers, de metalen, de koppeling en het stuwblok. De rotor-diameter bedraagt 780 mm.

Bij de intree-zijde van den stoom in de vooruit-turbine is de achteruit-turbine aangebracht, die bij vooruit draaien in vacuum draait. De scheidingswand tusschen vooruit- en achteruit-gedeelte heeft in het midden een labyrinth afdichting, welke moet afdichten tegen vacuum, terwijl aan de andere zijde een druk heerscht van den uitlaatstoom der M.D.-turbine, bij vollast nl. 1,60 ata en 114° C. De achteruit-turbine draait derhalve in een ruimte, welke voortdurend verwarmd wordt door den lekstoom van de stoomgland en aangezien de toe-

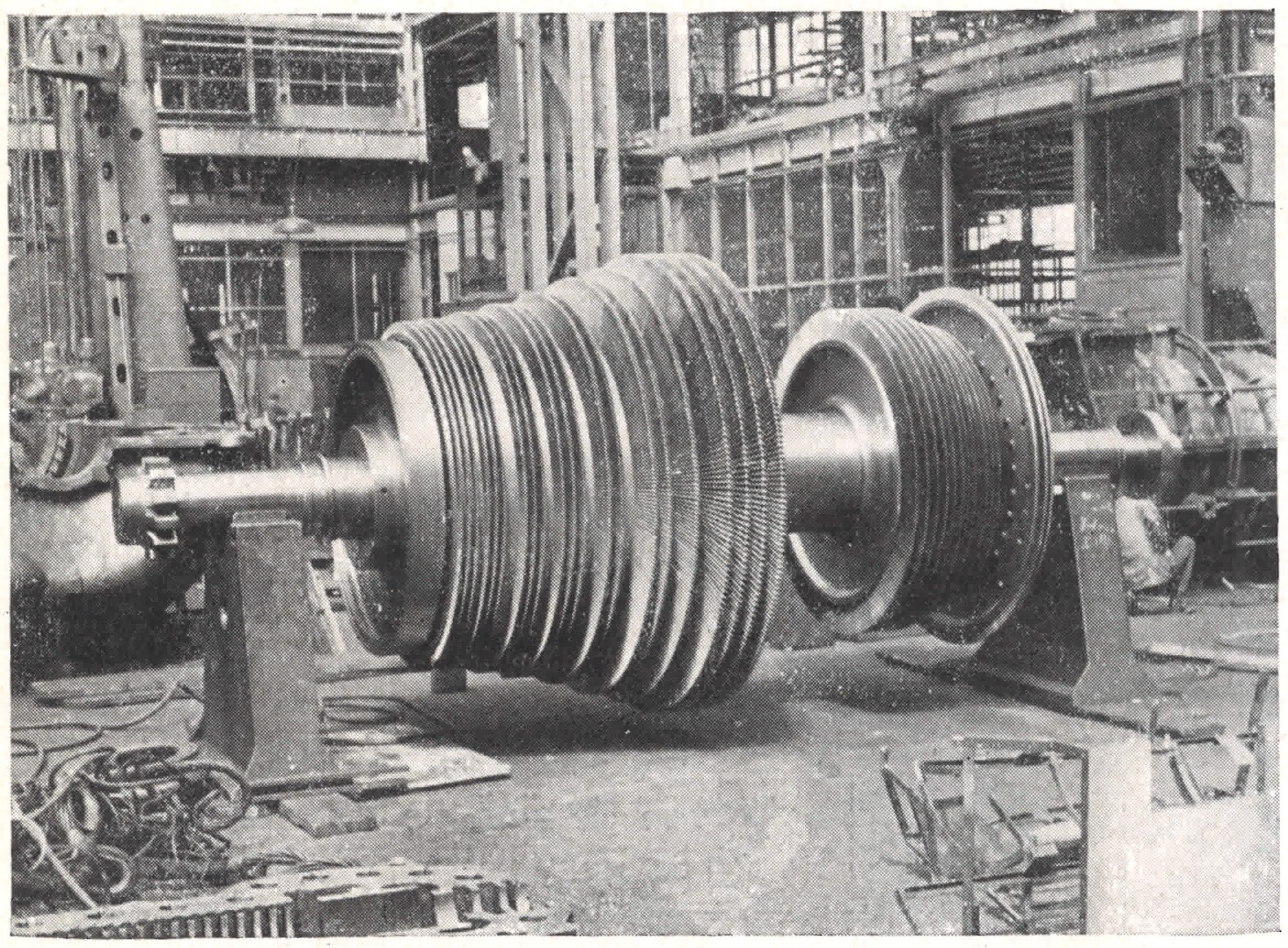


Fig. 28. L.D.-TURBINEROTOR, GEHEEL BESCHOEPT

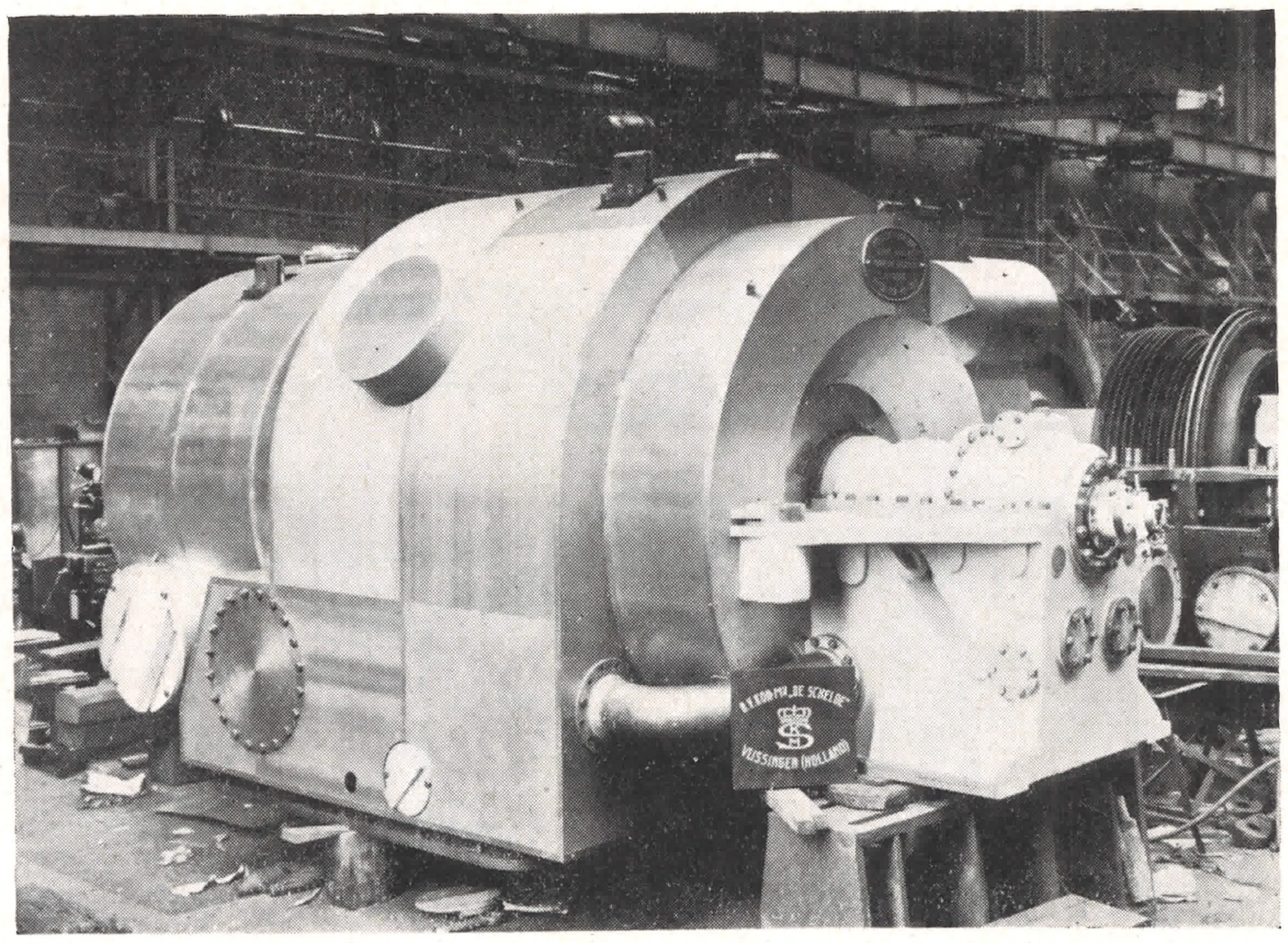


Fig. 29. L.D.-TURBINE, BEKLEED MET ROESTVRIJ STALEN PLAAT

standsverandering van den stoom in de gland geschiedt bij constante warmtefunctie, zal de temperatuur van de achteruit-turbineschijf ook circa 114° C. bedragen. Dit zij even medegedeeld, omdat ten onrechte dikwijls de opvatting bestaat, dat de temperatuur van de schijf overeenkomt met die van het condensor-vacuum.

De H.D.-achteruit-turbine bestaat uit een driekransig Curtiswiel, van vrij groote afmeting, nl. met 1,30 m gemiddelden diameter.

De schoepen zijn van roestvrij staal uit dik profiel gefraisd, zoodat voet en schoep één stuk vormen.

Aan een gietstalen H.D.-stoomkast zijn de straalmonden bevestigd. De laatste zijn cirkelvormige bronzen stukken, waarin leidplaatjes van Hecla A.T.V. zijn gegoten.

Thans volgt nog de *L.D.-turbine* (fig. 23), waarvan het huis uit gegoten ijzer met gietstalen achteruit-gedeelte, de rotor uit een S.M.-stalen as met opgekrompen schijven bestaat. De diameter van de schijven bedraagt 1,62 m, het toerental bij volle kracht 1253 per min., de omtreksnelheid op de gemiddelde schoephoogte van de langste schoepen 132 m/sec.

Aan de voorzijde is de L.D.-achteruit-turbine ingebouwd. Deze heeft een tweekransig Curtiswiel, aangeblazen door een straalmondstuk in boven- en benedenhelft van de aangegoten stoomkast.

De diameter van het Curtiswiel bedraagt 1,85 m. Na het gelijkdrukdeel volgt een overdrukdeel, bestaande uit 10 schoepenrijen.

Het door de gezamenlijke achteruit-turbines ontwikkelde achteruit-vermogen bedraagt circa 22.000 apk.

De beschoeping van de L.D.-turbine is wel uitgevoerd als segmenten, echter zonder einddichting.

Het materiaal is roestvrij ijzer voor de rotorschoepen, messing voor de statorschoepen. De gelijkdrukschoepen zijn van roestvrij staal.

De condensor is aan de onderzijde van den L.D.-cylinder aangebracht.

Overigens herkent men de verschillende deelen direct uit de teekening. Het stuwblok mist thans de verschuifbare huls in verband met de afwezigheid van de rotor-verstelinrichting.

De beschreven turbines werken gezamenlijk op de tandwielkast. Van deze *tandwielkast* geeft fig. 24 een beeld.

Het groote wiel bestaat uit een zwaar gietstuk, waarin de stalen as is geperst. De as is heel weinig conisch en wordt met een zware moer opgesloten.

Om het gietijzeren wiel zijn 2 stalen banden gekrompen, waarin de tanden gesneden zijn. De steekcirkel bedraagt circa 4,325 m, de tandbreedte 2 × 61 cm. Deze wielen zijn de grootste, welke „De Schelde" tot heden heeft gesneden.

De bodem van de kast is afgesloten door een gietijzeren trog, waarin de smeerolie zich verzamelt en afvloeit door de tuit naar den dubbelen bodem.

De aansluiting voor smeerolie voor de metalen is zichtbaar, terwijl de tanden gesmeerd worden door sproeiers, waarvan er per tandwielkast 50 aanwezig zijn.

Per tandwielkast zal circa 70 m^3 olie per uur noodig zijn, waarvoor dan ook 2 pompen à 80 ton per uur, met 1 reservepomp, beschikbaar zijn.

Rest ons nog den *condensor* wat nader te beschouwen (fig. 25).

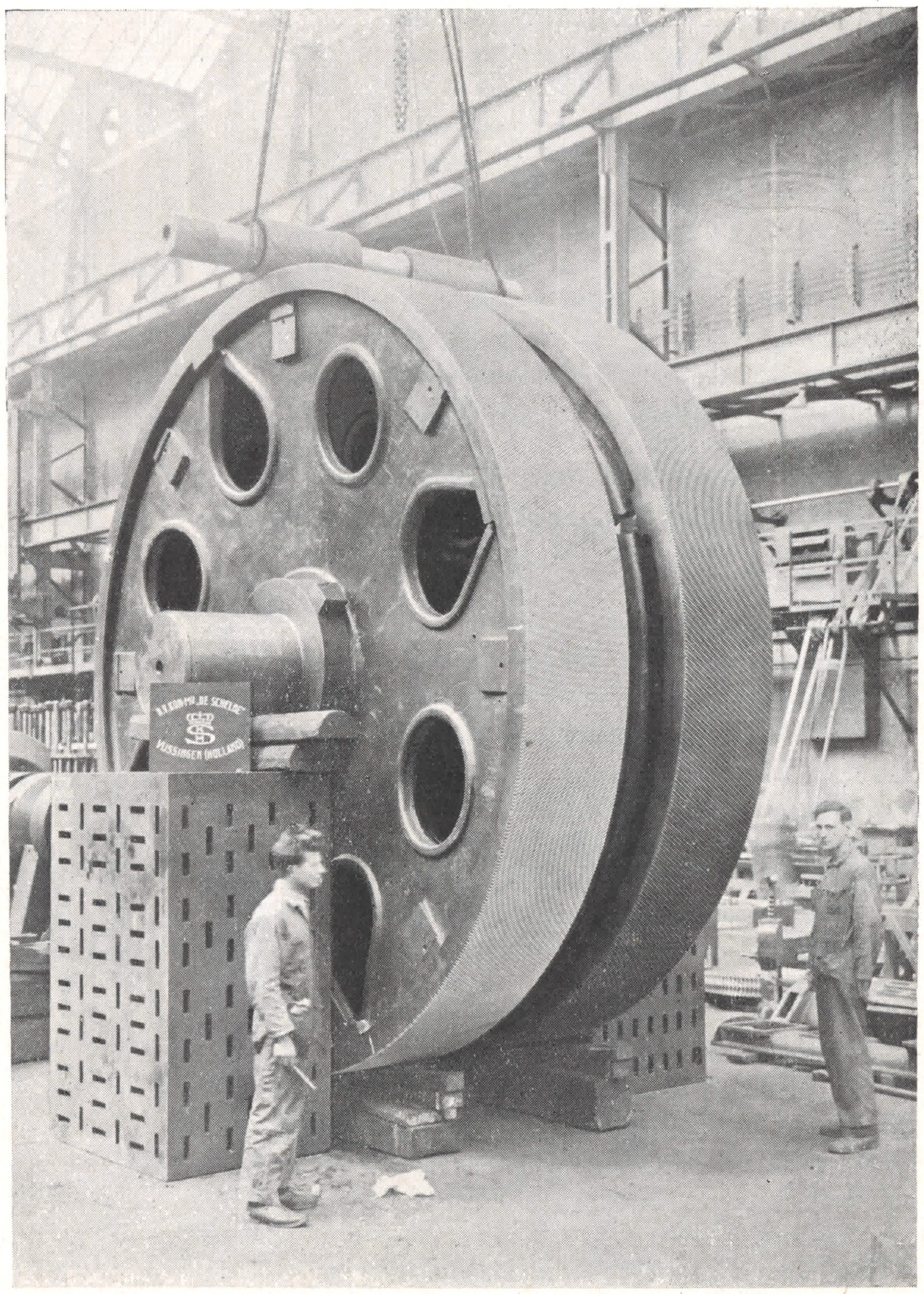


Fig. 30. TANDWIEL MET RONDSEL IN DE WERKPLAATS

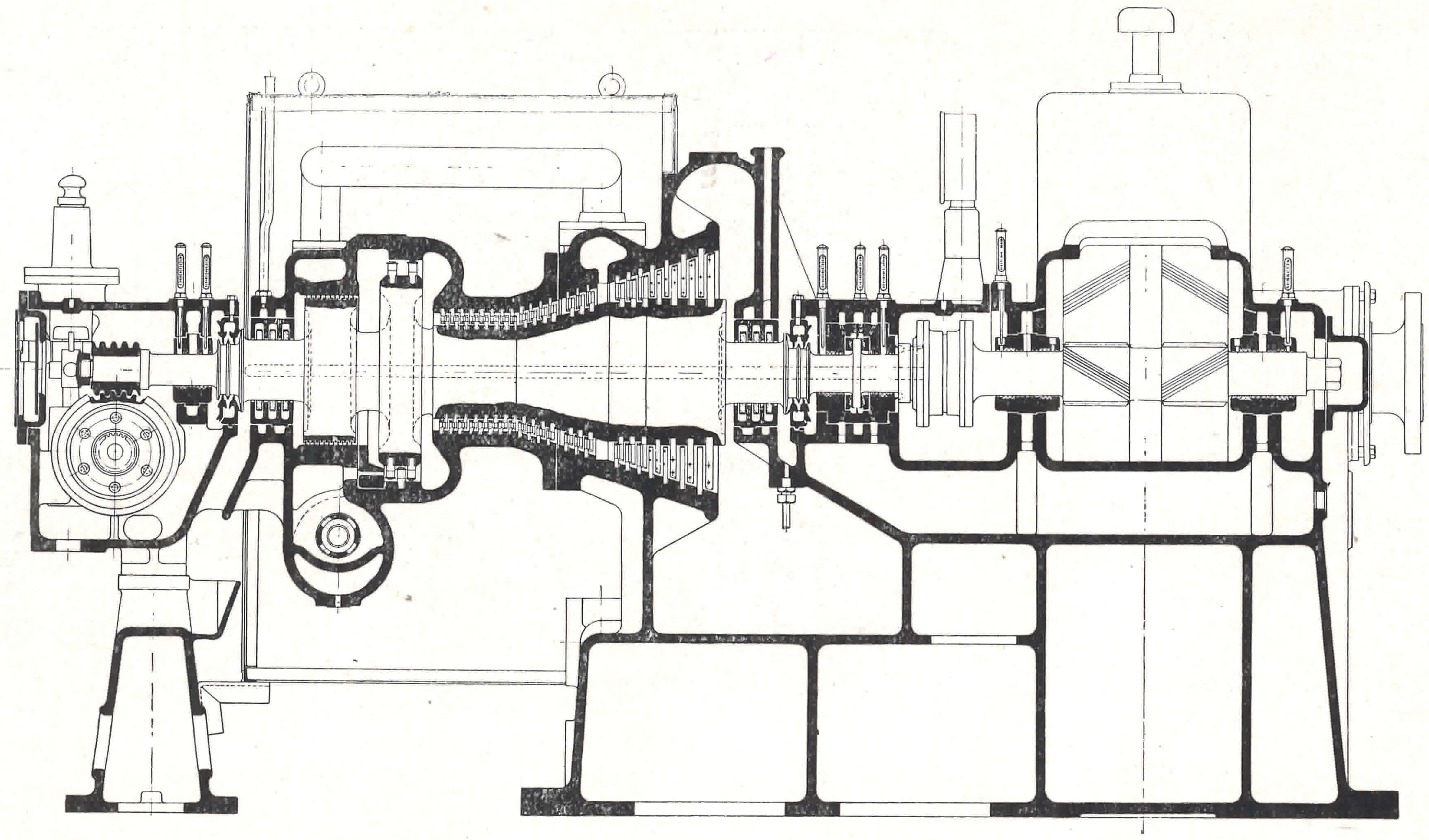


Fig. 31. LANGSDOORSNEDE TURBINE MET RONDSELAS

In de eerste plaats zij opgemerkt, dat van de ruim 128 ton stoom per uur, welke bij vol vermogen naar de V.S.-turbines gevoerd wordt, slechts circa 91 ton per uur naar de condensors stroomt. Het verschil, 37 ton per uur of bijna 30 %, wordt onderweg afgetapt.

De condensors zijn dan ook betrekkelijk klein, nl. elk 1230 m². Het ontwerp stamt van „Weir", aangezien de constructie direct samenhangt met het gesloten voedingsysteem, waaraan „Weir" haar naam verbonden heeft.

De condensorpijpen zijn aan de zijden geplaatst in twee bundels aan iederen kant. Centraal is een wijde stoomruimte overgelaten, waardoor de stoom direct toetreedt op het waterniveau, onderaan in den condensor. Het condensaat krijgt daardoor een temperatuur, welke niet meer dan 1° C. lager ligt dan de temperatuur van den stoom, derhalve practisch kooktemperatuur heeft en zoodoende volledig ontlucht wordt. De lucht wordt afgezogen op de koudste plaats, nl. onder de leidschotten aan beide zijden van den condensor.

De ¾″ pijpen zijn van Cupro-Nickel.

De pijpen zijn in de pijpplaten afgedicht door Cupro-Nickel condensormoeren van speciale uitvoering, nl. John Crane's en Wilkie-pakking.

Kenmerkend voor dit condensortype is natuurlijk in de eerste plaats de watervoorraad in de verzamelkast van den condensor. Het niveau is steeds ongeveer constant en hiervoor is een inrichting aanwezig, die op deze afbeelding rechts-onder te zien is. De vlotter, welke daarbij behoort, is reeds aangeduid, doch deze zal straks nader ter sprake komen.

De zuigaansluiting voor de condensaatpomp is tevens zichtbaar, alsook de ondersteuning op 6 veeren.

Ter verduidelijking van de werking van het gesloten voedingsysteem volgt in fig. 26 een detail van de vlotterklep, welke het waterniveau in den condensor op ongeveer constante hoogte houdt.

De vlotter beweegt twee dubbele zittingkleppen, welke beide op één stang zitten.

Deze kleppen staan aan de buitenzijde in verbinding met de hoofdvoedingtank, welke boven den vloer is geplaatst.

De eene klep staat aan de binnenzijde in verbinding met den condensor, de andere aan de binnenzijde met de persleiding van de condensaatpomp. Stijgt het niveau, dan gaat de laatste klep open en haalt de condensaatpomp het teveel weg, daalt daarentegen het niveau, dan opent de eerste klep en zuigt het vacuum water aan uit de voedingtank.

Waar nu de voornaamste deelen van de turbine-installatie zijn besproken, zal tot slot nog iets vermeld worden over de bediening van de machines.

De manoeuvreerplaats is aan de voorzijde van de machinekamer. Tegen het voorschot is een groot manoeuvreer- en meterbord geplaatst, waarop de manoeuvreerafsluiters, de druk- en temperatuurmeters voor stoom, voedingwater en olie, instrumenten en verklikkers, alsook de telegrafen en telefoons zijn aangebracht.

Fig. 27 geeft van dit bord een afbeelding. Het bord is geplaatst op het manoeuvreerbordes, dat ter hoogte van het midden der turbinecylinders gelegen is.

Deze opstelling maakt een goede bediening mogelijk en verschaft tevens het personeel een overzicht over de hoofdwerktuigen, de pakkingbus-stoom en de meters op de turbines en voorwarmers.

De fig. 28, 29 en 30 zijn nog enkele foto's, welke in de werkplaatsen zijn genomen.

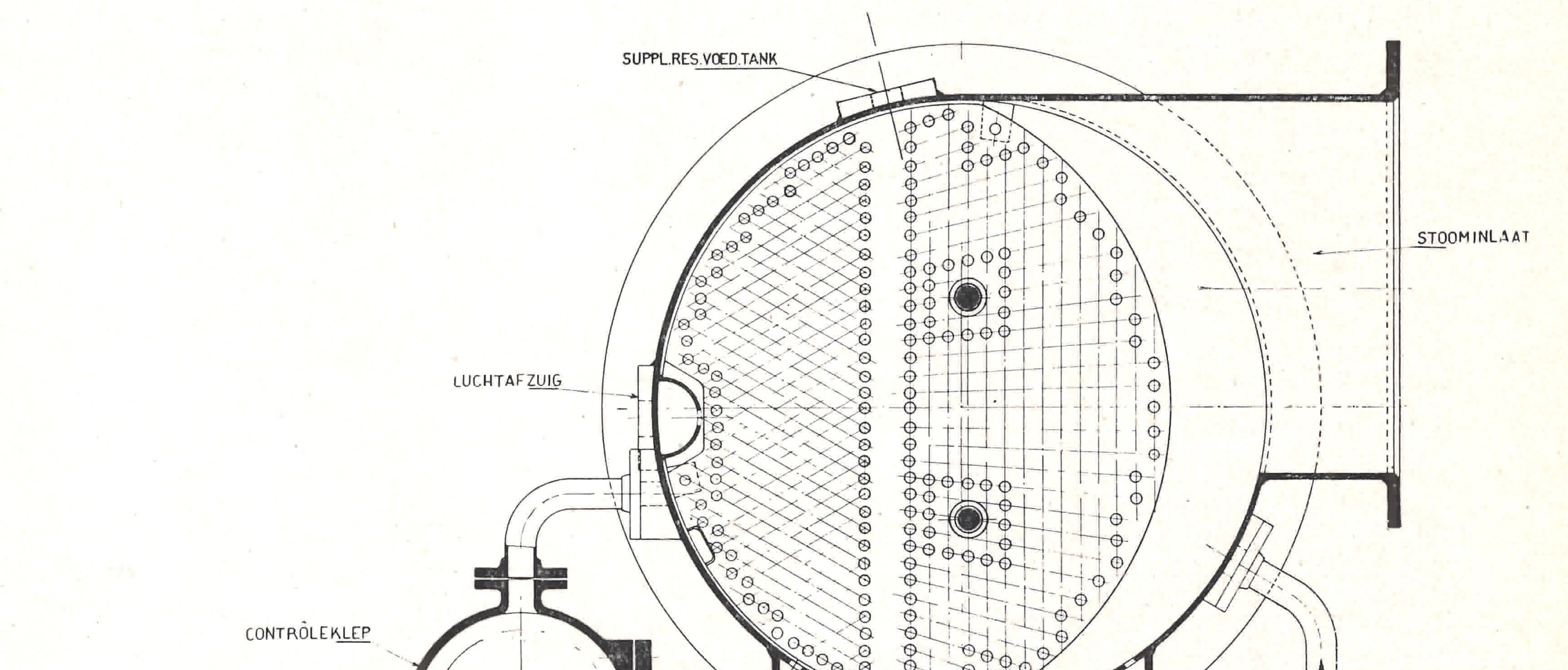


Fig. 32. CONDENSOR

De turbines zijn alle bekleed met roestvrij stalen plaat, hetgeen niet alleen in de machinekamer een zeer fraaien indruk maakt, doch ook het ontijdig doorroesten voorkomt.

Turbogeneratoren

Thans iets over de voornaamste hulpwerktuigen, waaronder dan wel de turbogeneratoren de voornaamste plaats innemen.

De electrische stroom wordt op zee geleverd door deze turbo's, terwijl in de haven eventueel 2 Werkspoor-Dieselmotoren, elk van 425 kW, daarvoor zorg dragen.

De turbo's nu hebben elk een vermogen van 850 kW, overbelastbaar tot 1000 kW en zijn geheel zelfstandige eenheden, waarmede bedoeld wordt, dat zij alle een eigen condensor, eigen pompen voor condensaat, koelwater en smeerolie hebben. Zij werken met stoom van dezelfde kwaliteit als de hoofdturbines, hebben dus ook een molybdeenstalen H.D.-huis en een stalen beschoeping.

De door Smit-Slikkerveer geleverde gelijkstroomdynamo's draaien met 750 omw. per min., de turbines echter met 6500 omw. per min., zoodat tusschen beide deelen tandwielreducties zijn ingeschakeld.

De afbeelding (fig. 31) laat allereerst een langsdoorsnede van de turbine zien.

Bij deze hooge stoomdrukken en dit betrekkelijk kleine vermogen is een Curtiswiel noodzakelijk. De rotor is verder beschoept met reactie-beschoeping van roestvrij ijzer, de actie-schoepen zijn wederom van roestvrij staal.

De pakkingbussen hebben koolringen zooals bij stationnaire turbines gebruikelijk is.

Behalve den blinden zuiger merkt men nog het stuwblokje op, alsook de koppeling aan het rondsel van de tandwielreductie.

Geheel links is de regulateuras ondergebracht, nl. dwars op de turbine-as en door deze aangedreven met worm en wormwiel.

Het L.D.-deel van het turbinehuis is van gietijzer en vormt een deel van de fundatie, die tevens tandwielkast en oliereservoir is.

In het kort nog iets over den condensor (fig. 32), welke in dit geval zijdelings van de turbine is aangebracht. Deze opstelling geeft een eenvoudige fundatie en goede toegankelijkheid van alle deelen, ook van de condensors. In de eerste plaats zij op de pijpenverdeeling gewezen, de plaats van den luchtafzuig op het koudste deel en ten slotte het waterreservoir met vlotter-inrichting, welke hetzelfde doel heeft als bij de hoofdcondensors, nl. het onderhouden van een constant niveau in dit reservoir.

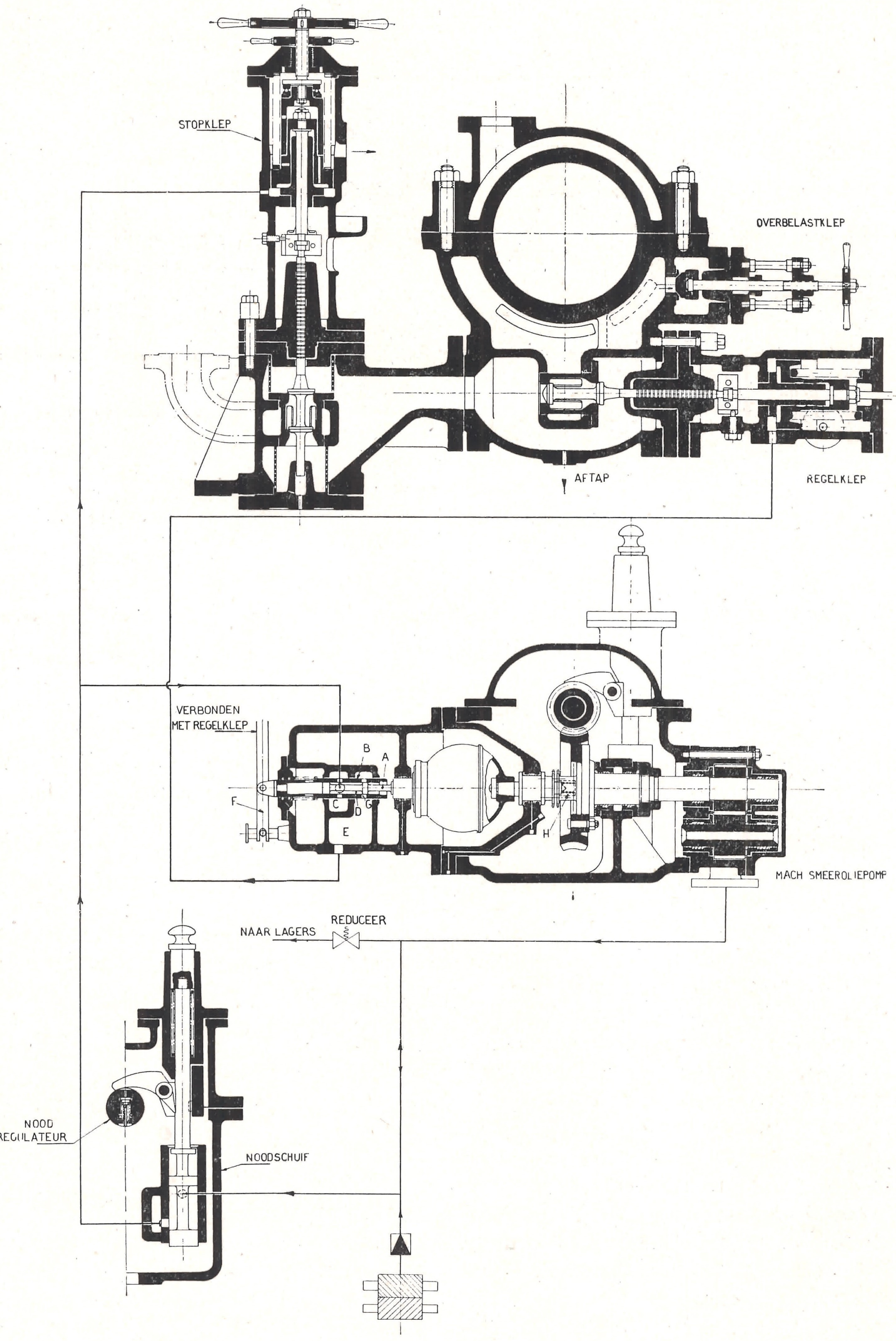


Fig. 34. SCHEMA OLIEDRUKREGELING

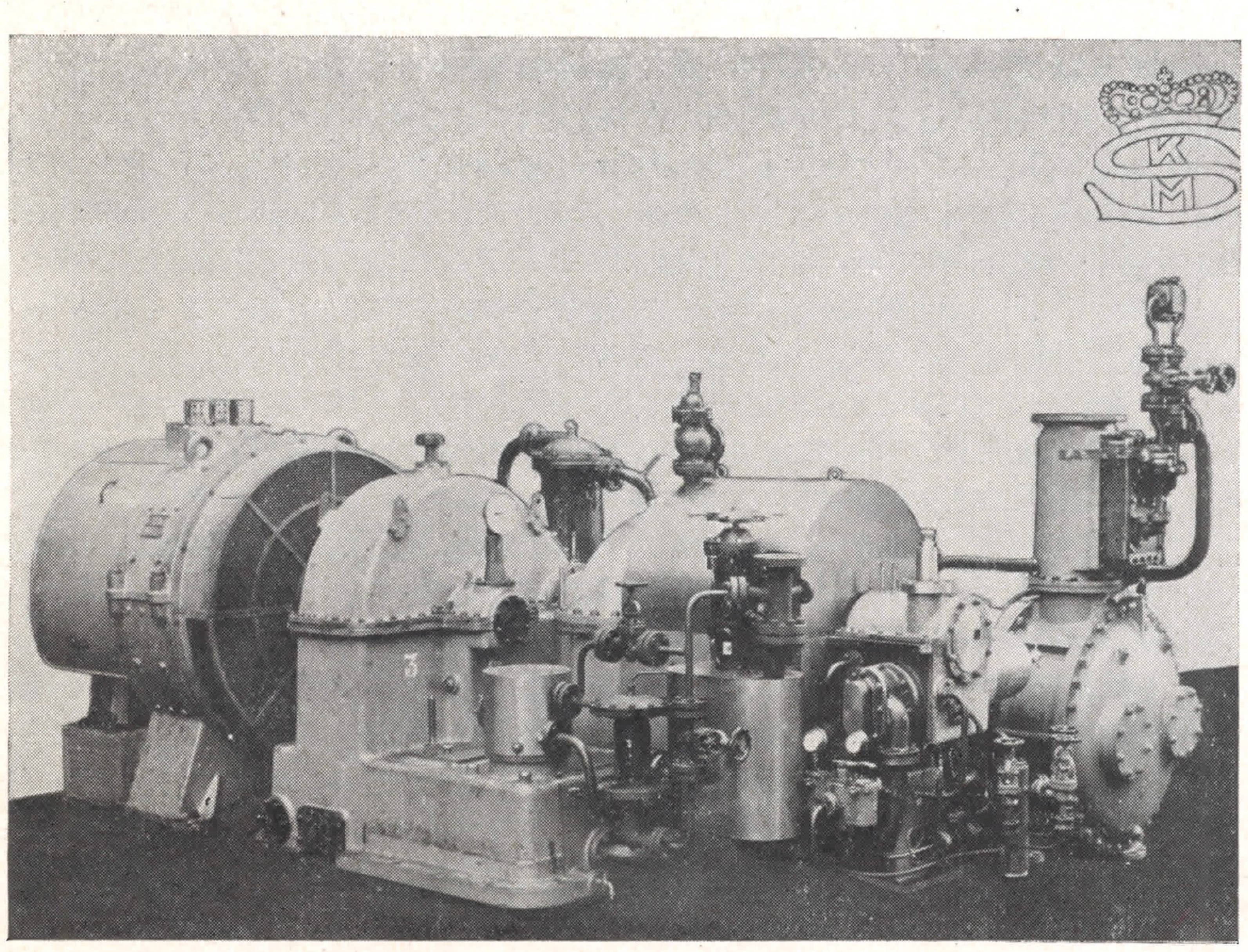


Fig. 33. TURBO-AGGREGAAT OP PROEFSTAND

De vlotterkast is geheel afzonderlijk naast den condensor geplaatst en aan onder- en bovenzijde met den condensor verbonden, zoodat daarin een waterniveau staat, geheel overeenkomstig dat in den condensor.

Thans volgt in fig. 33 nog een foto van deze aggregaten op den proefstand.

De regeling van dergelijke aggregaten is niet het minst interessant. Uit fig. 34 zal de opzet snel duidelijk zijn. De bovenste doorsnede is genomen dwars door de stopklep, regelklep en overbelastingsklep. De onderste doorsnede is iets voorlijker, over de regulateuras. De rondselas, dus ook de turbine-as, staan loodrecht op het vlak van teekening.

Aannemende, dat de turbine draait, dan levert de tandradpomp olie onder een bepaalden druk en ontstaat eveneens druk in de olieleiding, welke door den noodregulateur gaat naar de

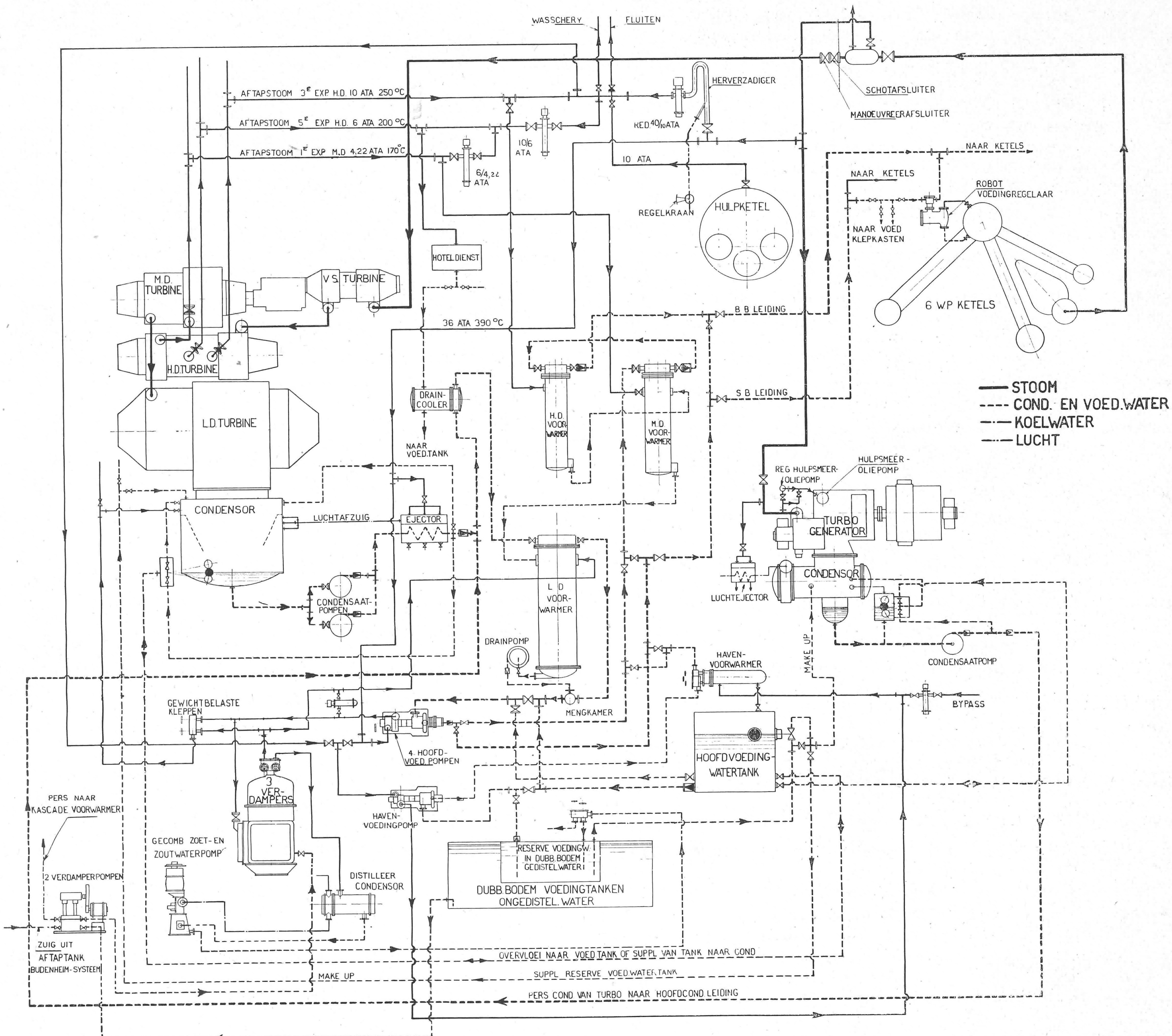


Fig. 35. SCHEMA GESLOTEN VOEDINGSYSTEEM

regelschuif A, welke onder invloed van den regulateur staat. Bij veranderde snelheid van den regulateur, bewegen zich in dit apparaat gewichten, waarvan zich de beweging wederom uitwerkt als een verplaatsing van de regelschuif, een bosschuifje, dat vierkant staat ten opzichte van de poorten in de voering B. Bij een geringe daling van de snelheid der turbine, beweegt het bosschuifje daardoor naar rechts. De oliedruk in de ruimte, gemerkt E, neemt daardoor toe, dus ook de druk onder den servomotor-zuiger en de regelklep gaat meer open. De beweging van deze regelklep is echter weer door hefboomen verbonden aan de verplaatsbare voering van het bosschuifje, zoodanig dat, bij opengaande regelklep, deze voering naar binnen, dus hier naar rechts beweegt. De beweging van de regelklep is nu geëindigd, zoodra de poorten in het regelvoerinkje weer vierkant staan met het schuifje. Dan is er een nieuwe evenwichtstoestand ontstaan tusschen de snelheid van de turbine en de belasting, waarbij opgemerkt kan worden, dat bij stijgende belasting dus de regeloliedruk grooter wordt.

De noodregulateur komt in werking wanneer door brekage of anderszins de turbinesnelheid te hoog wordt. In dit geval vliegt een gewichtje uit, dat een pal wegslaat, waardoor de noodschuif onder invloed van een veer naar boven beweegt. De olieleidingen naar stopklep en regelklep worden met de aftapruimte verbonden, zoodat beide kleppen sluiten.

De stopklep is eveneens een evenwichtsklep, welke in eenmaal geopenden stand, gesloten kan worden door een veer en geopend gehouden wordt door den oliedruk. Tevens is deze klep voorzien van een inrichting, waardoor het onmogelijk is haar te openen, indien geen oliedruk aanwezig is, of zelfs *snel* te openen, ook al indien deze druk er is.

Deze inrichting bestaat uit een zuiger bevestigd aan de klepstang. Deze zuiger heeft een rij van gaatjes, die aan de bovenzijde afgedicht zijn door een cylindrische klep, welke weer bewogen wordt door het handwiel.

Is geen oliedruk onder den zuiger aanwezig en wil men de klep met het handwiel open draaien, dan beweegt alleen de cylindrische klep naar boven en de stopklep blijft gesloten, onder invloed van de veer.

Is de oliedruk wel aanwezig en draait men voorzichtig het handwiel, dan licht de oliedruk de klep. Zou men het handwiel te snel draaien, dan ontstaat veel lek door de gaatjes in den zuiger, zoodat de stopklep niet opent.

Op deze wijze is dus een inrichting verkregen, waardoor een voorzichtig bijzetten van de turbine steeds gewaarborgd is.

Rechts is nog een normale afsluiter zichtbaar, waarmede toevoerstoom direct toegelaten wordt naar een stel nozzles. Door de afsluiter te openen wordt het vermogen van 850 tot 1000 pk vergroot. De stoom, die door de overbelastingsklep stroomt, staat dus niet onder invloed van den regulateur.

Ten slotte zal men opgemerkt hebben, dat bijzetten en regelen van de turbine slechts mogelijk is met oliedruk, terwijl anderzijds de oliedruk geleverd wordt door een tandradpomp, welke gedreven wordt door de machine. Natuurlijk is daarom dan ook een hulpsmeeroliepomp noodig, in dit geval aangedreven door een klein turbineraadje. Voor het aanzetten start men deze pomp, welke automatisch uitgeschakeld wordt, als de machine-oliepomp voldoende druk levert, doch tevens ook weer automatisch gestart wordt, als de oliedruk door een defect mocht wegvallen.

Hiermede kan deze beschouwing gesloten worden en zouden andere hulpwerktuigen kunnen volgen. Belangrijk zijn bv., naast de 425 kW hulpdiesels van Werkspoor, die voor havendienst gebruikt worden, de turbovoedingpompen e. a.

Aangezien dit te veel ruimte zou vragen, dient te worden besloten met een zeer belangrijk deel van de installatie, nl. *den kringloop van stoom en condensaat van ketels* naar hoofd- en hulpturbines, voorwarmers, aftappen, condensors en door de voorwarmers weer terug naar de ketels, alsook de bereiding van de „make up".

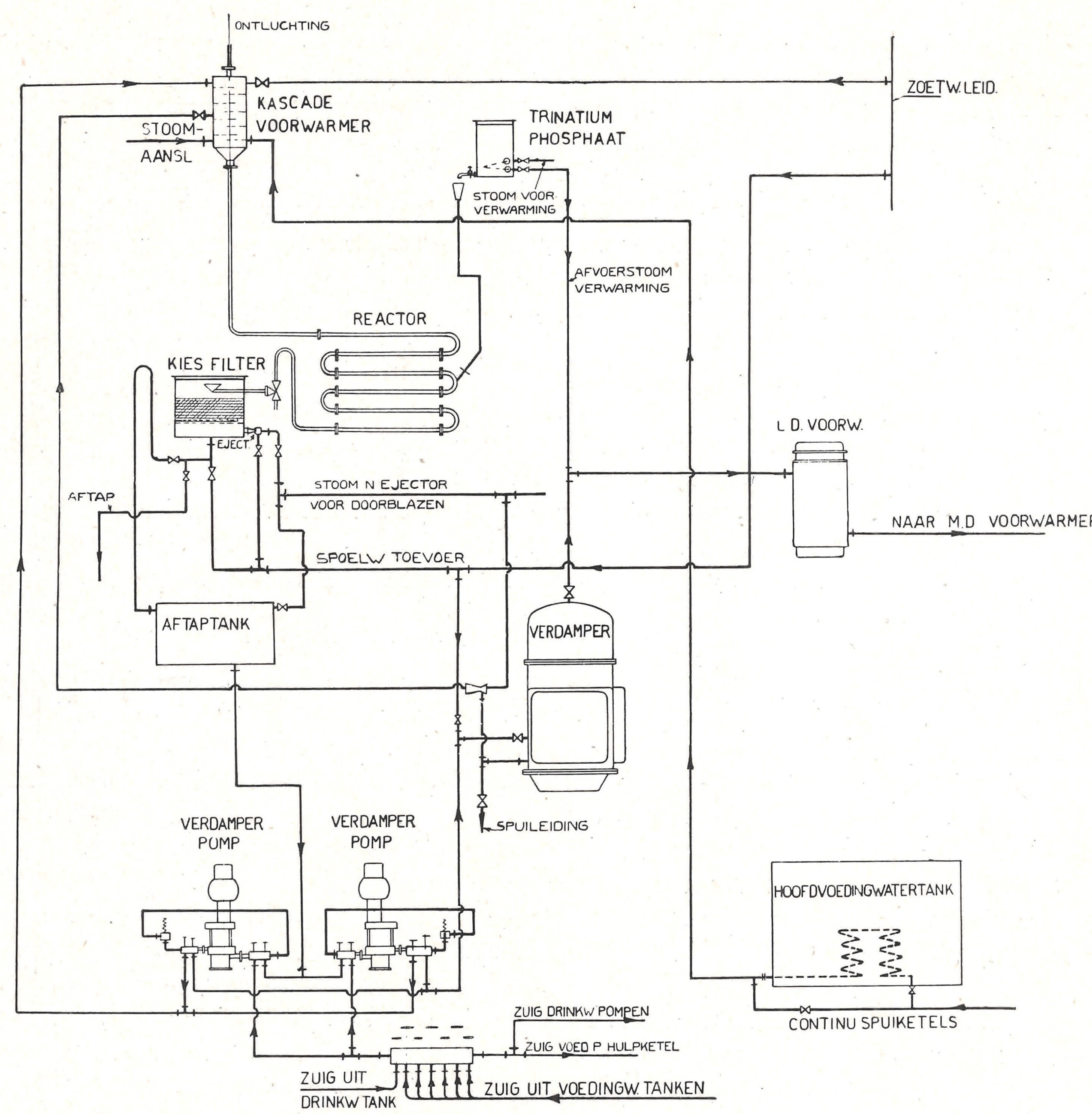


Fig. 36. SCHEMATISCHE VOORSTELLING ONTHARDINGSINSTALLATIE VOEDINGWATER, SYSTEEM „BUDENHEIM"

Het voedingsysteem

Voor een stoominstallatie, werkend met hoogen druk en hooge temperatuur, dus met waterpijpketels voorzien van groote oververhitters, en voor een schip met condensors gekoeld door zeewater, is een levensvoorwaarde, dat alle zorg besteed wordt aan het ketelwater en dat daarop een voortdurende contrôle wordt uitgeoefend.

Het beste water is distillaat, dat luchtvrij is, lichtelijk alkalisch en vrij gehouden wordt van zouten, hetzij afkomstig van zeewater, dat eventueel door lekke condensors binnenkomt, hetzij afkomstig van de suppletie.

Tegen lekke condensors is zooveel mogelijk gewaakt door toepassen van Cu-Ni-pijpen en speciale condensormoeren.

Luchtvrij wordt het condensaat gehouden door een volledige ontluchting in de condensors, zooals reeds bij de condensors is besproken en door er voor te zorgen dat het condensaat geen lucht kan opnemen op zijn weg naar de ketels.

Alkaliteit verkrijgt men door een geringe doseering van Trinatriumfosfaat in de condensors.

Goede suppletie verkrijgt men door al het suppletiewater te verdampen. De gevormde damp wordt dan doelmatig gebruikt voor verwarming van het voedingwater.

Het leidingstelsel, dat de stoom of het condensaat voert is tamelijk gecompliceerd, omdat condensaat niet alleen ontstaat in de hoofdturbines, doch ook in de turbogeneratoren, de voedingpompen, de hoteldienst, de heaters, de verdampers en in de verwarmingsspiralen van bunkers. enz.

Al het condensaat wordt gevangen in een voedingsysteem dat geheel gesloten is, waarmee bedoeld wordt, dat nergens een hoeveelheid voedingwater een vrij oppervlak aan de lucht heeft.

Wel is er een voedingtank, waarin een groote waterhoeveelheid aanwezig is, zonder eenige zorg voor buitensluiting van lucht, toch komt dit water nooit in het voedingwater zonder allereerst in den condensor ontlucht te zijn.

Het volgende beeld (fig. 35) geeft een schema van het voedingsysteem. Dit schema is hier tot den eenvoudigsten vorm teruggebracht, zonder echter de hoofdfuncties weg te laten. Parallel werkende machines of pompen zijn niet aangegeven, evenmin als secundaire leidingen, zoodat het leidingstelsel in werkelijkheid heel wat meer pijpleidingen omvat.

Achtereenvolgens onderscheidt men:

a. de turbinegroep voor de voortstuwing,
b. de condensaatpomp,
c. de luchtejector,
d. de drainkoeler, waarin de drain van den hoteldienst gekoeld wordt,
e. de H.D.-, M.D.- en L.D.-voorwarmers,
f. de turbovoedingpomp,
g. de turbogenerator,
h. de Yarrowketels,
i. de Schotsche ketel,
j. de voedingtank,
k. de reserve voedingtank,
l. de verdamper.

Allereerst dan de hoofdstoomleidingen, welke naar de hoofdturbines voeren, alsook naar de turbogeneratoren, turbovoedingpompen en ejectoren.

Aftap vindt plaats op drie plaatsen van de H.D.-turbine en er zijn drie aftapleidingen te onderscheiden, nl. de 10, 6 en 4,22 ata leidingen.

De eerste gaat naar den H.D.-voorwarmer, de tweede naar den hoteldienst en bunkerverwarming, waarvoor in totaal een hoeveelheid van 16 ton/uur is aangenomen, de derde naar den M.D.-heater. Deze drie leidingen zijn onderling verbonden met tusschenschakeling van twee reduceerkleppen, terwijl op de 10 ata leiding ook de donkey-ketel is aangesloten. De 10 ata leiding heeft met een reduceerklep aansluiting op de hoofdstoomleiding, echter met tusschenschakeling van een *herverzadiger*. Het doel dezer inrichting is, om bij gesloten aftapstoomafsluiter toch stoom te krijgen voor verwarming van het voedingwater en voor het hotelbedrijf. Immers, zoodra er ge-

manoeuvreerd zal moeten worden, gaan de afsluiters voor aftapstoom aan de turbines dicht en wordt de herverzadiger bijgezet. Dit apparaat is een interessante inrichting, welke automatisch den verschen stoom reduceert en door waterinjectie terugbrengt tot verzadigden stoom van 10 ata. Deze stoom vult dus de drie aftapstoomleidingen en brengt deze op den voor elke leiding bestemden druk, zoodat ze ongehinderd hun functie kunnen blijven vervullen. De aansluiting van den Schotschen ketel dient natuurlijk voor havendienst, zoodat de 6 ata leiding stoom krijgt voor het hotel.

Volgen wij thans den loop van het condensaat. In den hoofdcondensor komt hoofdzakelijk het condensaat uit de hoofdturbines. Links onderaan is het condensaatreservoir geteekend met de vlotterinrichting, welke een constant niveau in dit reservoir onderhoudt, door de leiding naar de hoofdvoedingtank afwisselend met den condensor (watergebrek) of met de pers van de condensaatpomp (wateroverloed) in verbinding te brengen.

Electrisch gedreven condensaatpompen zuigen uit dit reservoir en persen door de stoomstraal-luchtejectors naar den drainkoeler. Vóór den drainkoeler komt het condensaat van de turbogeneratoren in de condensaatleiding. Zooals reeds vermeld, is ook dit condensaat afkomstig uit het reservoir in de turbocondensors d. w. z. het is luchtvrij.

In den drainkoeler komt al het condensaat rerecht van den hoteldienst en de verwarmingsapparaten, circa 11,5 ton/uur, dat ten slotte afstroomt naar de hoofdvoedingtank. Deze 11,5 ton, afkomstig uit den ketel, zou dus buiten het gesloten voedingsysteem komen, immers de voedingtank is een open buffertank. Hier komt nu het karakteristieke van het systeem tot uiting. Doordat nl. deze 11,5 ton niet in de condensors, dan wel op andere wijze bij het condensaat gevoegd wordt, ontstaat er dus een tekort aan water in de condensors. De vlotter zakt en de vlotterklep aan de condensors wordt voortdurend zoover open gehouden, dat uit de voedingtank juist de 11,5 ton weer in de condensors toestroomt. Dit water wordt daar ontlucht en komt dus met het overige condensaat toch in de voedingleidingen.

Het condensaat wordt na den drainkoeler geperst naar L.D.-voorwarmer en vervolgens naar de zuigzijde van de voedingpompen, waar nog een druk van circa 1 atm. aanwezig is. De voedingpompen persen het vervolgens door den M.D.- en H.D.-heater naar de ketels.

Waar blijft nu het condensaat van den stoom, welke diende voor de H.D.- en M.D.-voorwarmers?

Het condensaat, gevormd in den H.D.-voorwarmer, tapt af naar den M.D.-voorwarmer en mengt zich daar met het condensaat, gevormd in den M.D.-voorwarmer. Gezamenlijk tapt het dan ten slotte weer af in den L.D.-voorwarmer, waar het zich mengt met het condensaat van den verwarmingsstoom voor dezen voorwarmer, met name den damp van de verdampers.

In dezen L.D.-voorwarmer komt dus een groote hoeveelheid condensaat, nl. 33,5 ton/uur en deze wordt nu door een drainpomp weggezogen en direct in de condensaatleiding geperst. Ook in dit systeem is dus elk vrij oppervlak, bv. van een slooptank, vermeden, zoodat luchtopname niet mogelijk is.

Nu nog in het kort iets over de suppletie van allerlei verliezen aan stoom. Aangenomen is, dat er een suppletie noodig is van 3 % van het stoomverbruik, dus ruim 4½ ton per uur, welke uitsluitend als distillaat geleverd wordt.

Hiervoor staan minstens twee van de drie verdampers te werk. Zij worden verwarmd door den uitlaatstoom van de voedingpompen, welke met een tegendruk van 3,5 ata kunnen werken.

Verdampt wordt het in de D.B.-tanken meegevoerde zoetwater en de gevormde damp wordt naar den L.D.-voorwarmer gevoerd, evenals het condensaat van den verwarmingsstoom.

Tot slot moge nog de laatste maatregel genoemd worden, welke genomen is om steeds een goede suppletie en een goed voeding- en ketelwater te verkrijgen en te behouden.

Men moet bedenken, dat elke ketel 30 ton stoom per uur maakt, terwijl de waterinhoud van elken ketel 12,5 ton bedraagt. De geheele ketelinhoud wordt dus geheel verdampt in 25 minuten. Nemen wij een reisduur van 150 uur, dan is de ketelinhoud per reis dus 360 maal verdampt.

Indien het voedingwater naar den ketel slechts een uiterst zwakke oplossing is van zouten, welke er in gekomen kunnen zijn door een geringe lekkage in den condensor, hetzij doordat de verdampers overschuimen, dan wordt vrij snel de concentratie in de ketels te groot en zou een ontoelaatbare ketelsteenvorming of opkoken mogelijk worden.

Ten einde het best mogelijke distillaat te verkrijgen is voor suppletie bijzondere zorg besteed aan de ontharding van het voedingwater uit den D. B. alvorens het naar de verdampers wordt gevoerd. Men bereikt hiermede, dat de verdamperspiralen geen aanslag van ketelsteen krijgen, zoodat èn de capaciteit constant blijft en het overschuimen zoover mogelijk voorkomen wordt, immers de zoutconcentratie van het te verdampen water blijft gering.

De onthardingsinstallatie, waarvoor „De Schelde" het uitvoeringsrecht van de firma Budenheim bezit, ziet men als schema in fig. 36 afgebeeld.

Het suppletiewater wordt dan genomen van de persleiding der drinkwaterpomp en stroomt dan naar een cascade-voorwarmer, waarin het door stoom verwarmd wordt tot tegen het kookpunt.

Onderaan in den cascade-voorwarmer wordt teruggevoerd de continue-spui van de ketels. In dit water is nog eenige overmaat van trinatriumfosfaat voorhanden en dit oefent dan reeds zijn werking uit op het suppletiewater. Dit stroomt van den cascade-voorwarmer naar een reactor, een buizenstelsel, waarbij in het midden, uit een tank met trinatriumfosfaat-oplossing, een kleine hoeveelheid „tri" aan het water wordt toegevoegd.

Door de turbulente beweging van het water in dezen reactor, wordt de reactietijd van het „tri" sterk bekort, zoodat aan het eind van den reactor het suppletiewater onthard in een kiesfilter stroomt.

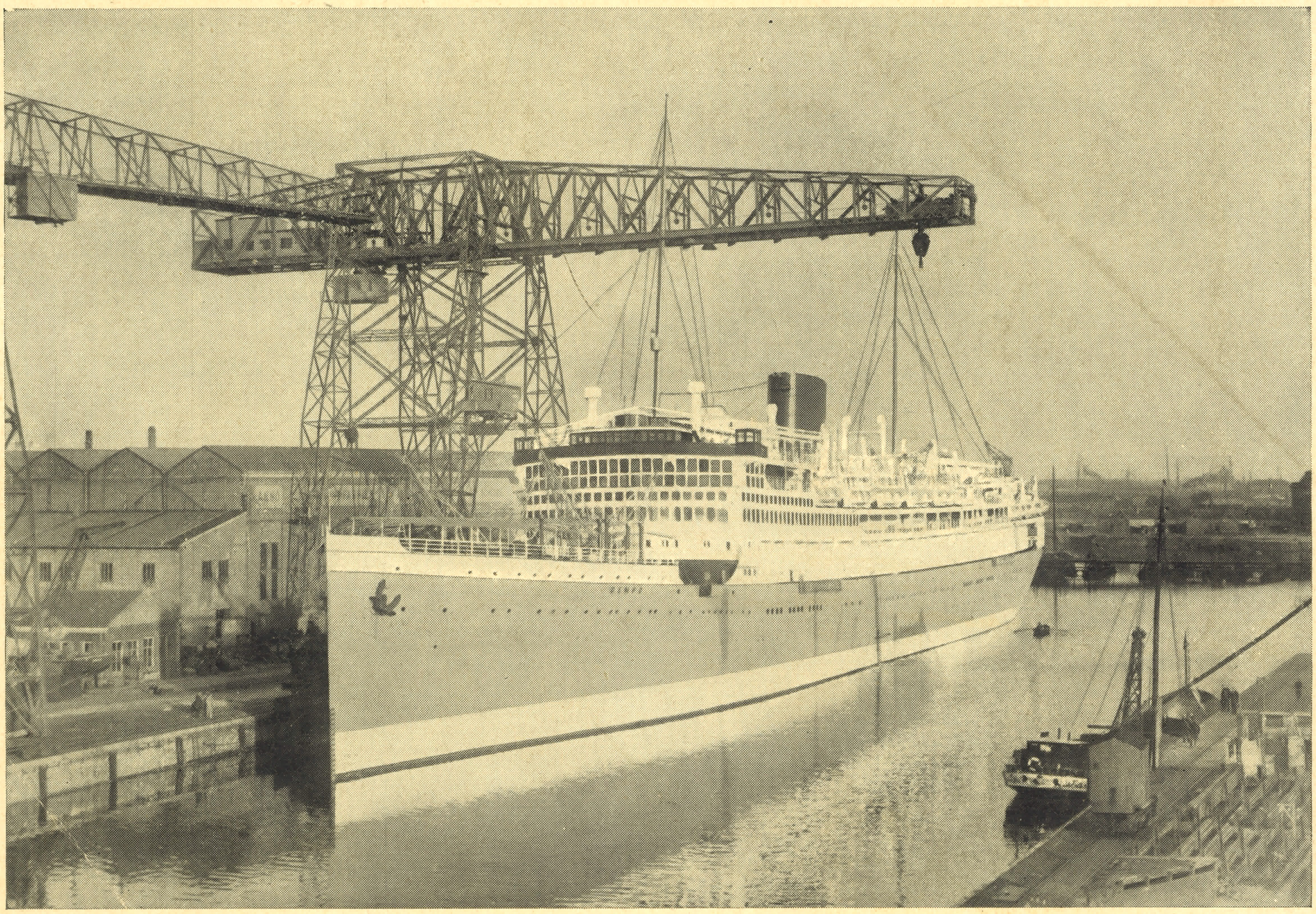
In dit laatste apparaat worden alle gevormde vlokken afgefiltreerd en een helder en onthard water stroomt naar de aftaptank. Hieruit zuigen de verdamper-voedingpompen het voedingwater weg en persen het naar de verdampers.

Al deze maatregelen zijn genomen om vervuiling door ketelsteen of aantasting door lucht van het inwendige der ketels te voorkomen. Gevoelige zoutverklikkers op het manoeuvreerbord, in werking tredend zoodra één der hoofd- of turbocondensors een lekje zou vertoonen, waarschuwen tijdig het bedienend personeel. De gunstige ervaringen, bij groote landinstallaties opgedaan, waarborgen een ongestoord ketelbedrijf.

Hiermede eindigend, moge men den indruk gekregen hebben, dat alles is gedaan om de machine- en ketelinstallatie van de *Nieuw Amsterdam* te brengen op het hooge peil, waarop de moderne turbine-installaties thans staan.

Kon. Mij. „De Schelde"

Scheepswerf, Machinefabriek en Constructiewerkplaatsen te Vlissingen



2500 WERKLIEDEN - 360 AMBTENAREN - 32 HECTAREN

ARBEIDSPROGRAMMA:

STOOM- EN MOTORPASSAGIERSSCHEPEN
STOOM- EN MOTORVRACHTSCHEPEN
KANAALBOOTEN
KRUISERS
TORPEDOJAGERS
FLOTTIELJEVAARTUIGEN
ONDERZEEBOOTEN
SCHEEPSSTOOMTURBINES
LANDSTOOMTURBINES
SCHEEPSDIESELMOTOREN
STALEN BRUGGEN
CONSTRUCTIEWERKEN
SLUISDEUREN
SCHEEPSSTOOMKETELS
LANDSTOOMKETELS
PIJPLEIDINGEN
CHEMISCHE APPARATEN
IJS- EN KOELMACHINES
VLIEGTUIGEN